

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

Nakládací jeřáb pro nákladní automobil

Loading Crane for Truck

Student:

Bc. Pavel Vraník

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Pavliska, CSc.

Konzultant:

Ing. Ivo Černý

Ostrava 2009

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě:

.....

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35, odst. 3).
- Souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

Bc. Pavel Vraník

Dlouhá 89/235

Darkovice

747 17

V Ostravě:

.....

ANOTACE PRÁCE

VRANÍK, P.: *Nakládací jeřáb pro nákladní automobil*. Ostrava, Institut dopravy, Fakulta strojní, VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2009, 115 s. Diplomová práce, vedoucí práce: PAVLISKA, J.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem hydraulického nakládacího jeřábu pro nákladní automobil kapacitní třídy 80 [kN.m] s hydraulickým vyložením 7,2 [m], s teleskopickým, členěným systémem výložníku naklápěcím příčně k vozidlu, pákovým systémem na zvedacím a lámacím rameni a hydraulickým ovládáním. Konstrukční návrh jeřábu je proveden v 3D CAD systému Pro/ENGINEER, včetně tvarové optimalizace pro dosažení kompaktních rozměrů a nízké vlastní hmotnosti. Nejvíce namáhané části jeřábu byly zkontrolovány pomocí MKP. Přiložena je technická dokumentace teleskopického výložníku, vybrané části výložníku a hydraulického nakládacího jeřábu jako celku.

ANNOTATION OF THESIS

VRANÍK, P.: *Loading Crane for Truck*. Ostrava, Institute of Transport, Faculty of Mechanical Engineering, VŠB – Technical University of Ostrava, 2009, 115 p. Thesis, head: PAVLISKA, J.

The thesis deals with design of loading crane for truck with net lifting moment 80 [kN.m] with hydraulic outreach 7,2 [m], with telescopic, articulated boom inclinable crosswise at the truck, link system on both lifting hydraulics cylinder and hydraulic control. Design of loader crane is realized in 3D CAD system Pro/ENGINEER, include design optimalization for a reaching of compact dimensions and low dead loads. The most loaded parts of loader crane are checked by FEM. The technical documentation of the telescopic boom, selected parts of the boom and of the loader crane as a complex is attached.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ.....	3
1. ÚVOD	9
2. NAKLÁDACÍ JEŘÁBY	10
2.1. ROZDĚLENÍ NAKLÁDACÍCH JEŘÁBŮ	13
2.1.1 Nakládací jeřáby s přímým systémem výložníku	14
2.1.2. Nakládací jeřáby s členěným systémem výložníku	15
2.1.3. Malé nakládací jeřáby	16
2.1.4. Lehké nakládací jeřáby	17
2.1.5. Střední nakládací jeřáby	18
2.1.6. Těžké nakládací jeřáby.....	19
2.1.7. Jeřáby pro speciální účely.....	20
2.2. HLAVNÍ ČÁSTI NAKLÁDACÍHO JEŘÁBU.....	21
2.2.1. Podstava.....	21
2.2.2. Sloup.....	23
2.2.3. Soustava výložníku	23
2.2.4. Pákový lámací a zvedací systém	25
2.2.5. Hydraulické motory.....	27
2.3. POŽADAVKY NA JEŘÁBY	28
2.4. VÝHODY NAKLÁDACÍCH JEŘÁBŮ	30
2.5. OVLÁDÁNÍ NAKLÁDACÍCH JEŘÁBŮ	31
2.6. CENOVÉ SROVNÁNÍ NAKLÁDACÍCH JEŘÁBŮ	32
3. POKROČILÉ SYSTÉMY NAKLÁDACÍCH JEŘÁBŮ.....	35
3.1. SYSTÉM MINISPACE.....	35
3.2. SYSTÉM SPACE	36
3.3. SYSTÉM AOS	37
3.4. SYSTÉM EVS.....	38
4. KONCEPČNÍ NÁVRH HYDRAULICKÉHO NAKLÁDACÍHO JEŘÁBU.....	39
4.1. NÁVRH A VÝPOČET TELESKOPICKÉHO VÝLOŽNÍKU	39
4.1.1. Návrh profilu výložníku – sekce č. 1.....	40
4.1.2. Návrh profilu výložníku – sekce č. 2.....	43
4.1.3. Návrh profilu výložníku – sekce č. 3.....	45
4.1.4. Návrh kluzných desek.....	48
4.1.5. Kontrola teleskopického výložníku podle ČSN EN 12999	53
4.1.6. Lámací rameno.....	61

4.2. ZVEDACÍ RAMENO	70
4.2.1. Návrh profilu	70
4.2.2. Bilance sil na zvedacím rameni.....	71
4.2.3. Návrh lámacího přímočarého hydraulického motoru	71
4.2.4. Návrh zvedacího přímočarého hydraulického motoru	75
4.3. PÁKOVÝ MECHANISMUS	82
4.4. SLOUP.....	84
4.3.1. Návrh otáčecího mechanismu	89
4.3.2. Návrh modulu.....	91
4.3.3. Pevnostní výpočet ozubeného soukolí.....	92
4.3.4. Výpočet korekcí pro vyrovnání měrných skluzů a geometrie	93
4.5. PODSTAVA	94
4.5.1. Kontrola stability jeřábu	95
4.5.2. Pevnostní kontrola podstavy.....	98
4.6. HYDRAULICKÝ SYSTÉM JEŘÁBU	102
4.6.1. Přehled použitých hydraulických motorů.....	102
4.6.2. Návrh čerpadla	102
4.6.3. Stanovení velikosti nádrže	103
4.6.4. Volba rozváděče.....	104
4.7. KINEMATIKA JEŘÁBU	105
4.7.1. Rozbor kinematiky jeřábu	105
4.7.2. Diagram zatížení jeřábu	106
5. TECHNICKÝ POPIS.....	108
5.1. TECHNICKÉ PARAMETRY JEŘÁBU	111
6. ZÁVĚR.....	112
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	114
POUŽITÝ SOFTWARE.....	115
SEZNAM GRAFICKÝCH PRACÍ	115
SEZNAM PŘÍLOH	115

Seznam použitého značení

a	Zasunutí profilu v následující sekci	[m]
A_C	Výslednice sil zatěžující čep A	[N]
a_{lam}	Rameno síly F_{lam}	[m]
A_{pric}	Plocha průřezu příčnicku podstavy	[mm ²]
A_{SW}	Plocha svarového spoje	[mm ²]
$A_{šč}$	Plocha průřezu malého závitu šroubu	[mm ²]
A_{tram}	Plocha průřezu trámce	[mm ²]
A_y	Reakční vertikální síla zatěžující čep A	[N]
a_{zv}	Rameno síly F_{zv}	[m]
A_1	Plocha průřezu profilu č. 1.	[mm ²]
A_2	Plocha průřezu profilu č. 2.	[mm ²]
A_3	Plocha průřezu profilu č. 3.	[mm ²]
B	Šířka ložiska	[mm]
b	Šířka ozubení	[mm]
b_{KDd}	Šířka kluzné desky uvnitř profilu č. 2.	[mm]
b_{KDh}	Šířka kluzné desky vně profilu č. 1.	[mm]
B_C	Výslednice sil zatěžující čep B	[N]
B_y	Reakční vertikální síla zatěžující čep B	[N]
c_i	Počet omezení odebíraných kloubem i	[-]
C_x	Vodorovná reakce zatěžující radiální ložiska sloupu	[N]
C_y	Vertikální reakce zatěžující kluzný prstenec	[N]
D	Vnější průměr velkorozměrového ložiska	[mm]
d	Vnitřní průměr velkorozměrového ložiska	[mm]
d_{cepd}	Průměr patního čepu sloupu v místě horního ložiska	[mm]
d_{ceph}	Průměr patního čepu sloupu v místě spodního ložiska	[mm]
d_{cA}	Průměr čepu A	[m]
d_{cB}	Průměr čepu B	[m]
D_i	Vnitřní průměr ložiska	[mm]
D_{lam}	Průměr pístu lámacího válce	[mm]
d_{lam}	Průměr pístnice lámacího válce	[mm]
D_{ot}	Průměr pístu válce pohonu hřebene	[mm]
D_{podp}	Průměr pístu válce podpěr	[mm]
d_{pr}	Největší průměr kluzného prstence	[mm]
d_r	Roztečný průměr ozubení	[mm]
D_{zv}	Průměr pístu zvedacího válce	[mm]
d_{zv}	Průměr pístnice zvedacího válce	[mm]
E	Youngův modul	[MPa]
e	Excentricita	[mm]

E^3	Euklidovský prostor	[-]
F	Jmenovitá nosnost jeřábu	[N]
F_{Bmax}	Maximální tíha břemene při vyložení 1,8 m	[N]
f_{cep}	Součinitel čepového tření v ložiskách sloupu	[-]
f_{cA}	Součinitel čepového tření pro čep A	[-]
f_{cB}	Součinitel čepového tření pro čep B	[-]
F_{DOF}	Počet stupňů volnosti mechanismu	[-]
F_h	Horizontální síla vyvolaná otáčením jeřábu	[N]
F_{hb}	Osová síla hydraulického válce pohonu hřebene	[N]
F_{lam}	Vertikální síla vyvozená lámacím válcem prostřednictvím pákového mechanismu	[N]
F_{lammax}	Maximální osová síla lámacího válce pro případ C1	[N]
F_{obv}	Obvodová síla na roztečném průměru ozubení sloupu	[N]
F_p	Smyková síla	[N]
f_{podp}	Součinitel smykového tření mezi deskou opěry a deskou trámce	[-]
f_{pr}	Součinitel smykového tření mezi deskou sloupu a kluzným prstencem	[-]
F_s	Osová síla ve šroubu	[N]
f_u	Mez pevnosti materiálu	[MPa]
F_v	Vertikální síla	[N]
f_y	Mez kluzu materiálu	[MPa]
F_{zv}	Osová síla vyvozená zvedacím hydraulickým válcem	[N]
F_{zvmax}	Maximální osová síla zvedacího válce pro případ C1	[N]
F_{zyl}	Osová síla vyvozená lámacím hydraulickým válcem	[N]
g	Tíhové zrychlení země	[m.s ⁻²]
h_1	Výška profilu č. 1.	[m]
h_2	Výška profilu č. 2.	[m]
I	Plošný moment setrvačnosti písnice lámacího a zvedacího válce	[mm ⁴]
J_{pric}	Plošný moment setrvačnosti příčnicku podstavy	[mm ⁴]
J_{tram}	Plošný moment setrvačnosti trámce	[mm ⁴]
J_{x1}	Plošný moment setrvačnosti k ose x profilu č. 1.	[mm ⁴]
J_{y1}	Plošný moment setrvačnosti k ose y profilu č. 1.	[mm ⁴]
J_{x2}	Plošný moment setrvačnosti k ose x profilu č. 2.	[mm ⁴]
J_{y2}	Plošný moment setrvačnosti k ose y profilu č. 2.	[mm ⁴]
J_{x3}	Plošný moment setrvačnosti k ose x profilu č. 3.	[mm ⁴]
J_{y3}	Plošný moment setrvačnosti k ose y profilu č. 3.	[mm ⁴]
k_s	Koeficient statické bezpečnosti	[-]
k_v	Bezpečnost ke kritické síle	[-]
L_{CV}	Vodorovná vzdálenost mezi svislou osou háku břemene a čepem B	[m]
l_{KDd}	Délka kluzné desky uvnitř profilu č. 2.	[mm]
l_{KDh}	Délka kluzné desky vně profilu č. 1.	[mm]
l_{hb}	Délka hřebene	[mm]
L_{ram}	Celková délka zvedacího ramene	[m]

l_{rlam}	Vzdálenost mezi osou pístnice lámacího válce a osou čepu B	[m]
L_v	Dosah ramene jeřábu	[m]
L_z	Vzpěrná délka	[mm]
L_{zv}	Délka zdvihu zvedacího válce	[mm]
$L_{z\text{lam}}$	Délka zdvihu lámacího válce	[mm]
L_1	Délka vysunutí sekce č. 1.	[m]
L_{1C}	Délka celé sekce č. 1.	[m]
$L_{1\text{max}}$	Vodorovná vzdálenost mezi těžištěm sekce č. 1. a čepem A	[m]
L_{1V}	Vodorovná vzdálenost mezi těžištěm sekce č. 1. a čepem B	[m]
L_2	Délka vysunutí sekce č. 2.	[m]
L_{2C}	Délka celé sekce č. 2.	[m]
$L_{2\text{max}}$	Vodorovná vzdálenost mezi těžištěm sekce č. 2. a čepem A	[m]
L_{2V}	Vodorovná vzdálenost mezi těžištěm sekce č. 2. a čepem B	[m]
L_{3C}	Délka celé sekce č. 3.	[m]
$L_{3\text{max}}$	Vodorovná vzdálenost mezi těžištěm sekce č. 3. a čepem A	[m]
L_{3V}	Vodorovná vzdálenost mezi těžištěm sekce č. 3. a čepem B	[m]
M	Celkový moment otáčení	[N.m]
m_h	Hmotnost jeřábového háku včetně uchycení	[kg]
M_{ZVD}	Maximální zdvihový moment jeřábu	[N.m]
$M_{\text{čA}}$	Moment čepového tření v čepu A	[N.m]
$M_{\text{čB}}$	Moment čepového tření v čepu B	[N.m]
M_{klop}	Maximální klopný moment	[N.m]
m_{lam}	Hmotnost lámacího válce	[kg]
m_n	Modul ozubení	[mm]
M_o	Ohybový moment	[N.m]
M_{ot}	Krouticí moment na pastorku	[N.m]
M_{o1}	Ohybový moment působící na profil č. 1.	[N.m]
M_{o2}	Ohybový moment působící na profil č. 2.	[N.m]
M_{o3}	Ohybový moment působící na profil č. 3.	[N.m]
M_{podp}	Ohybový moment zatěžující trámce	[N.m]
m_{ram}	Hmotnost zvedacího ramene	[kg]
m_{sl}	Hmotnost sloupu	[kg]
m_{zv}	Hmotnost zvedacího válce	[kg]
m_1	Hmotnost vysunuté sekce č. 1.	[kg]
m_{1C}	Hmotnost celé sekce č. 1.	[kg]
m_2	Hmotnost vysunuté sekce č. 2.	[kg]
m_{2C}	Hmotnost celé sekce č. 2.	[kg]
m_{3C}	Hmotnost celé sekce č. 3.	[kg]
n	Počet ramen mechanismu	[-]
n_s	Počet šroubů	[ks]

P	Dovolené statické zatížení ložiska	[MPa]
p_{lam}	Pracovní tlak lámacího válce	[MPa]
p_{ot}	Pracovní tlak válce pohonu hřebene	[MPa]
p_{pmax}	Maximální tlak čerpadla	[MPa]
p_{podp}	Pracovní tlak v systému podpěr	[MPa]
p_{zv}	Pracovní tlak zvedacího válce	[MPa]
q_{ram}	Zatížení od vlastní hmotnosti zvedacího ramene	[N.m ⁻¹]
Q_p	Dodávané množství oleje	[l.min ⁻¹]
q_1	Zatížení od vlastní hmotnosti profilu č. 1.	[N.m ⁻¹]
q_{1C}	Zatížení od vlastní hmotnosti celé sekce č. 1.	[N.m ⁻¹]
q_2	Zatížení od vlastní hmotnosti profilu č. 2.	[N.m ⁻¹]
q_{2C}	Zatížení od vlastní hmotnosti celé sekce č. 2.	[N.m ⁻¹]
R	Rameno síly F_h	[m]
R_d	Normálová síla zatěžující kluzné desky uvnitř profilu č. 2.	[N]
R_{ew}	Mez kluzu přídavného materiálu	[MPa]
R_h	Normálová síla zatěžující kluzné desky vně profilu č. 1.	[N]
R_{KDd}	Výslednice sil zatěžující kluzné desky uvnitř profilu č. 2.	[N]
R_{KDh}	Výslednice sil zatěžující kluzné desky vně profilu č. 1.	[N]
R_{mw}	Mez pevnosti přídavného materiálu	[MPa]
R_{pl}	Síla v noze levé podpěry	[N]
R_{pp}	Síla v noze pravé podpěry	[N]
S_{KDd}	Největší plocha kluzné desky uvnitř profilu č. 2.	[mm ²]
S_{KDh}	Největší plocha kluzné desky vně profilu č. 1.	[mm ²]
s_{c1}	Poloměr kvadratického momentu průřezu profilu č. 1.	[mm]
s_{c2}	Poloměr kvadratického momentu průřezu profilu č. 2.	[mm]
s_{c3}	Poloměr kvadratického momentu průřezu profilu č. 3.	[mm]
S_{cA}	Plocha průřezu čepu A	[mm ²]
S_{cB}	Plocha průřezu čepu B	[mm ²]
S_{lam}	Plocha pístu lámacího válce	[mm ²]
S_{ot}	Plocha pístu válce pohonu hřebene	[mm ²]
S_{podp}	Plocha pístu válce podpěr	[mm ²]
S_{zv}	Plocha pístu zvedacího válce	[mm ²]
s_{t1}	Poloměr kvadratického momentu průřezu profilu č. 1.	[mm]
s_{t2}	Poloměr kvadratického momentu průřezu profilu č. 2.	[mm]
s_{t3}	Poloměr kvadratického momentu průřezu profilu č. 3.	[mm]
t_{ws}	Tloušťka plechu sloupu	[mm]
t_T	Tloušťka plechu nádrže	[mm]
t_{zv}	Tloušťka plechu zvedacího ramene	[mm]
v_h	Výpočtová rychlost zdvihu břemene	[m.s ⁻¹]
v_{vv}	Rychlost zdvihu hydraulického válce výsunu teleskopu	[m.s ⁻¹]
v_{zv}	Rychlost zdvihu zvedacího hydraulického válce	[m.s ⁻¹]
W_o	Modul průřezu v ohybu	[mm ³]

W_{o1}	Modul průřezu v ohybu profilu č. 1.	$[\text{mm}^3]$
W_{o2}	Modul průřezu v ohybu profilu č. 2.	$[\text{mm}^3]$
W_{o3}	Modul průřezu v ohybu profilu č. 3.	$[\text{mm}^3]$
W_{pric}	Modul průřezu příčnicku podstavy	$[\text{mm}^3]$
W_{SW}	Modul průřezu svarového spoje	$[\text{mm}^3]$
W_{tram}	Modul průřezu trámce	$[\text{mm}^3]$
x_1	Korekce na ozubení pastorku	$[-]$
x_2	Korekce na ozubení hřebene	$[-]$
y_{ZT}	Poloměr setrvačnosti svarové plochy	$[\text{mm}]$
z_1	Počet zubů pastorku	$[-]$
z_2	Počet zubů hřebene	$[-]$

β	Součinitel zohledňující uložení prutu (pístnice)	[-]
δ_5	Tažnost materiálu při přetržení	[%]
λ	Štíhlost	[-]
λ_E	Počet stupňů volnosti okolního prostoru	
λ_g	Stupeň štíhlosti	[-]
μ	Faktor bezpečnosti k mezi kluzu	[-]
σ	Ohybové napětí	[MPa]
σ_{axpr}	Tlakové namáhání kluzného prstence	[MPa]
$\sigma_{Fmax\ 1}$	Maximální skokové napětí v ozubení	[MPa]
σ_{KD}	Dovolené normálové napětí kluzných desek	[MPa]
σ_{loz}	Tlakové namáhání ložiska	[MPa]
σ_{lozd}	Tlakové namáhání spodního radiálního ložiska sloupu	[MPa]
σ_{lozh}	Tlakové namáhání horního radiálního ložiska sloupu	[MPa]
σ_o	Ohybové napětí	[MPa]
σ_{o1}	Ohybové napětí	[MPa]
σ_O	Dovolené napětí v ohybu	[MPa]
σ_{red}	Redukované napětí	[MPa]
$\sigma_{SW\perp}$	Ohybové napětí namáhající svarové spojení v rovině xz	[MPa]
$\sigma_{SW\parallel}$	Ohybové napětí namáhající svarové spojení v rovině yz	[MPa]
σ_{pric}	Ohybové napětí příčniku podstavy	[MPa]
σ_{tram}	Ohybové napětí trámce	[MPa]
$\sigma_{tšr}$	Tahové napětí ve šroubu	[MPa]
σ_{x1}	Ohybové napětí profilu č. 1. v rovině xz	[MPa]
σ_{y1}	Ohybové napětí profilu č. 1. v rovině yz	[MPa]
σ_{x2}	Ohybové napětí profilu č. 2. v rovině xz	[MPa]
σ_{y2}	Ohybové napětí profilu č. 2. v rovině yz	[MPa]
σ_{x3}	Ohybové napětí profilu č. 3. v rovině xz	[MPa]
σ_{y3}	Ohybové napětí profilu č. 3. v rovině yz	[MPa]
τ	Smykové napětí	[MPa]
τ_{pric}	Smykové napětí příčniku podstavy	
τ_{SW}	Smykové napětí namáhající svarové spojení	[MPa]
τ_1	Smykové napětí namáhající profil č. 1.	[MPa]
τ_2	Smykové napětí namáhající profil č. 2.	[MPa]
τ_3	Smykové napětí namáhající profil č. 3.	[MPa]
ϕ_{lam}	Úhel zlomu zvedacího ramene	[deg]
\emptyset_1	Faktor zohledňující vlastní hmotnost jeřábu	[-]
\emptyset_2	Faktor zohledňující zátěž	[-]
\emptyset_{sh}	Faktor zohledňující práci s hákem	[-]

1. ÚVOD

Téma této diplomové práce – Nakládací jeřáb pro nákladní automobil – je zadáno akciovou společností OSTROJ Opava, divizí NAKLÁDACÍ HYDRAULICKÉ JEŘÁBY.

Cílem diplomové práce je *koncepční návrh hydraulického nakládacího jeřábu* kapacitní třídy 80 [kN.m] určeného pro stavební (spediční) účely, namontovaného na podvozku nákladního automobilu.

V první části diplomové práce je nutné zpracovat literární rešerši z oblasti nakládacích jeřábů. Důraz je kladen na moderní řešení v konstrukci nakládacích jeřábů, výhody a ovládání nakládacích jeřábů. Rovněž bude uveden cenový přehled konkurenčních nakládacích jeřábů renomovaných výrobců.

V druhé části diplomové práce je nutno zpracovat koncepční návrh jeřábu, ten dále pevnostně zkontrolovat a vyřešit kinematiku jeřábu.

Navržený nakládací jeřáb musí splňovat požadavky kladené normou ČSN EN 12999.

Konkrétní cíle práce:

- vypracovat *rešerši nakládacích jeřábů*
- *konstrukční návrh teleskopického výložníku*
- kontrola vybraných čepových spojení
- provést *rozběr kinematiky nakládacího jeřábu*
- vyhodnotit pomocí MKP nejvíce zatěžované části jeřábu
- výpočet ozubení mechanismu otoče
- splnit požadavky normy ČSN EN 12999

Pozn.: Cíle práce psané kurzívou jsou cíle požadované společností OSTROJ a.s..

2. NAKLÁDACÍ JEŘÁBY

Nakládací jeřáb je dle normy ČSN EN 12999 [2] definován jako „jeřáb s motorickým pohonem, který sestává ze sloupu, otáčejícím se na podstavě jeřábu a ze soustavy výložníku, která je upevněna na horní části sloupu. Jeřáb je obvykle namontován na vozidle (nebo na přívěsu) a je primárně určen k nakládání a vykládání vozidla.“

Veškeré pohyby nakládacích jeřábů jsou ovládány hydraulicky ze zdroje tlakového média. Dieselhydraulický pohon se uplatňuje u nakládacích jeřábů všech nosností, využívá se příznivých regulačních vlastností a jednoduchého přenosu energie. Regulace rychlosti proudění média (hydraulického oleje, zpravidla minerálního) a tím i regulace pohybů jeřábu je docíleno použitím regulačního hydrogenerátoru, popř. pomocí škrcení průtoku, což je však regulace ztrátová. Rovněž je možné regulovat otáčky čerpadla snížením otáček hnacího motoru vozidla. Nejvýhodnější je však již zmíněná regulace na samotném čerpadle, jehož regulací lze dosáhnout konstantního odebíraného výkonu z motoru, což má za následek příznivou účinnost v širokém rozsahu otáček.

Pro velké pracovní tlaky se používají čerpadla s axiálními písty, zpravidla pracující v uzavřených obvodech. Většina jeřábů však pracuje s tlaky středními, pro které jsou dostačující čerpadla zubová či lamelová, pracující v otevřených hydraulických obvodech. Bezpečné spouštění břemene je zajištěno zpětnými blokovacími ventily, umístěnými v odtokové větvi hydraulických motorů. Naopak při rychlých pohybech naprázdno je využito tlakově řízených spouštěcích ventilů, které vedou olej z odpadní části obtokem zpět mimo zpětné blokovací ventily.

K plnému využití potenciálu nakládacího jeřábu, tj. jeho zvedací síly, je nezbytná aretace jeřábu na terénu, jež se dosáhne za pomoci stabilizačních opěr. Vysunutí prodloužení podpěr bývá u menších jeřábů ovládáno ručně, vysunutí noh podpěr bývá ovládáno hydraulicky. Vysunutím opěr se zvětší opěrný obrazec a vyloučí vliv pneumatik a odpružení náprav, což je pro podvozek nákladního vozidla velice výhodné, neboť se tímto opatřením předchází výraznému namáhání podvozku. Při jízdě nesmí opěry přesahovat obrys vozidla.

Jsou-li trámce ovládány hydraulicky, slouží k jejich ovládání samostatný hydraulický obvod s hydraulickými zámky.

Hydraulické nakládací jeřáby, u nás v dřívějších dobách známé především pod názvem „hydraulická ruka“, jsou velice oblíbené, zejména pro svoji velkou operativnost a malé rozměry ve složeném stavu, zejména při použití vícedílného (teleskopického) výložníku.



Obr. 2.1. Nakládací jeřáb ATLAS-TEREX 85.2 ve složeném stavu [3]

Zejména v poslední době je trendem neustálé snižování vlastní hmotnosti jeřábu při zachování stejných, ne-li lepších manipulačních schopností.

Nízká vlastní hmotnost jeřábu je výhodná zejména:

- z důvodu nižší spotřeby paliva vozidla, jehož je jeřáb součástí
- vzhledem k vyšší využitelné užitečné hmotnosti vozidla
- vzhledem k nižším požadavkům na podvozek vozidla

V současné době je na našem trhu ucelená nabídka nakládacích jeřábů, přičemž drtivě převažují výrobky ze zahraničí, především z Itálie.

Mezi nejznámější výrobce hydraulických nakládacích jeřábů patří:

- AMCO-VEBA, Itálie
- ATLAS-TEREX, SRN
- COPMA 2000, Itálie
- CORMACH, Itálie
- EFFER, Itálie
- EPSILON, obchodní značka firmy PALFINGER, Rakousko
- FASSI, Itálie
- HIAB, Finsko
- HMF, Dánsko
- KESLA, Finsko
- LIV-HIDRAVLIKA, Slovinsko
- LOGLIFT, U.P. Truck Center, USA
- MAXILIFT, Next Hydraulics, Itálie
- OSTROJ, Česká republika
- PALFINGER, Rakousko
- PANOBA, Slovensko
- PM, Itálie
- TADANO, Japonsko
- V-KRAN, obchodní značka firmy FTG, Švédsko
- WEP TRADING, Slovensko

Pozn.: Pořadí výrobců je abecedně seřazeno.

Mezi trojici největších výrobců jeřábů na světě (podle počtu prodaných kusů) patří:

- PALFINGER
- HIAB
- FASSI

2.1. ROZDĚLENÍ NAKLÁDACÍCH JEŘÁBŮ

Nakládací jeřáby můžeme rozdělit dle různých hledisek.

a) z hlediska provedení systému výložníku

- nakládací jeřáb s přímým systémem výložníku
 - teleskopický systém výložníku
 - pevný přímý systém výložníku
- nakládací jeřáb s členěným systémem výložníku
 - členěný systém výložníku, naklápěcí příčně k vozidlu
 - členitý systém výložníku s prodloužením výložníku, naklápěcí podélně k vozidlu

b) z hlediska zdvihového momentu

- malé
- lehké
- střední
- velké

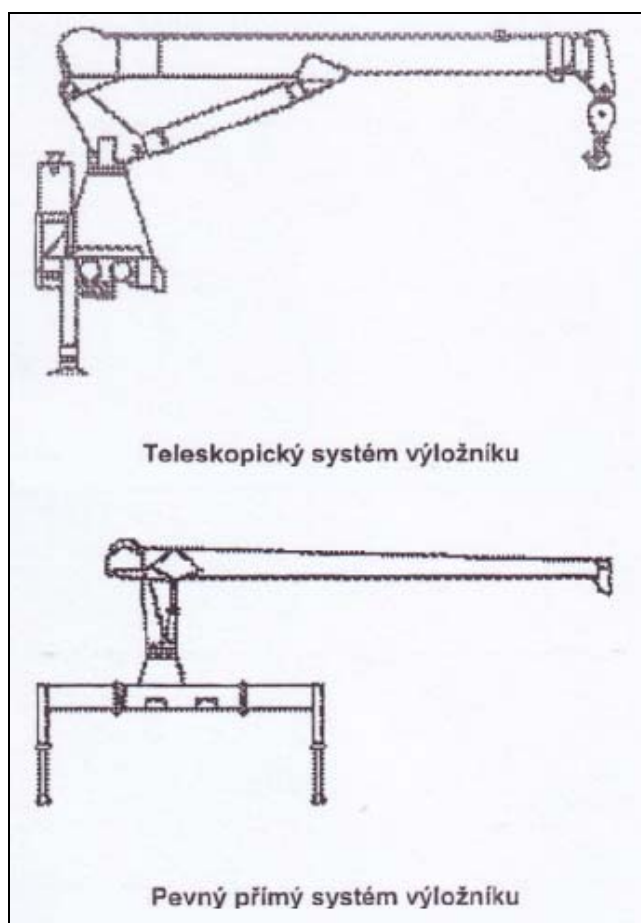
c) z hlediska namontování jeřábu

- nakládací jeřáb namontovaný za kabinou
- zadní namontování nakládacího jeřábu
- střední namontování nakládacího jeřábu (zpravidla na návěsu)
- nakládací jeřáb namontovaný na traktoru za kabinou
- nakládací jeřáb namontovaný na železničním vozidle
- nakládací jeřáb na pevné podstavě
- nakládací jeřáb připojený na pikapu

Pozn.: Výše uvedené rozdělení není kompletní, jeřáby by bylo možno dále rozdělit např. dle druhu použití, apod.

2.1.1. Nakládací jeřáby s přímým systémem výložníku

Jak už z názvu vyplývá, tyto jeřáby jsou charakteristické pevným, nekloubovým systémem výložníku, který může být v teleskopickém provedení.



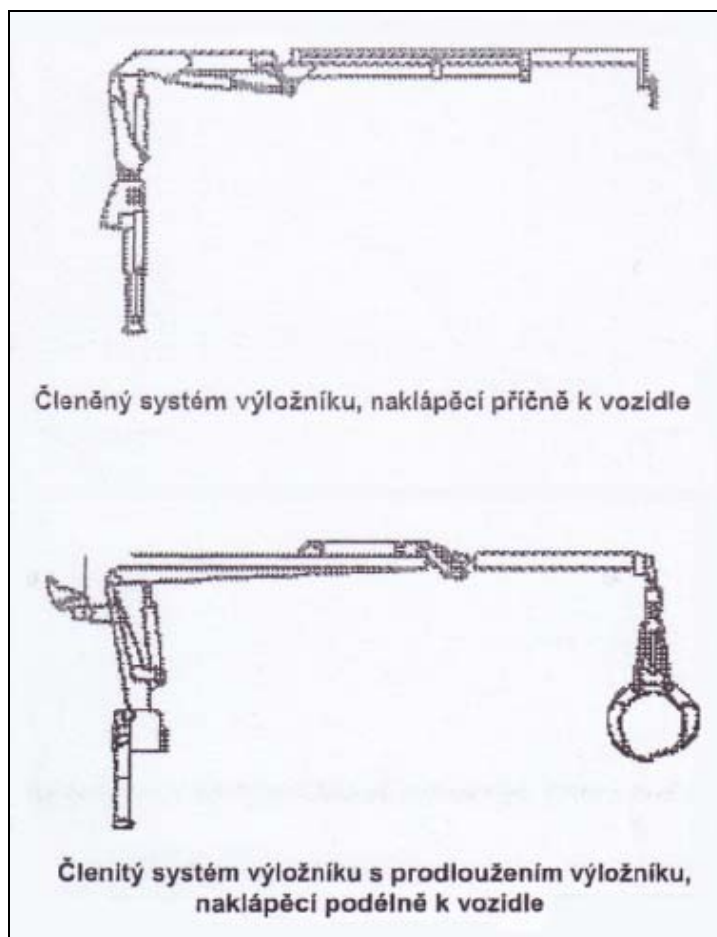
Obr. 2.2. Přímý systém výložníku [2]



Obr. 2.3. Nakládací jeřáb s přímým, teleskopickým systémem výložníku [4]

2.1.2. Nakládací jeřáby s členěným systémem výložníku

U jeřábů s členěným systémem výložníku se části výložníku pohybují (otáčejí se) v čepových spojkách.



Obr. 2.4. Členěný systém výložníku [2]



Obr. 2.5. Nakládací jeřáb s členěným systémem výložníku, naklápěcí příčně k vozidle [4]

2.1.3. Malé nakládací jeřáby

Malé nakládací jeřáby bývají zpravidla charakterizovány zdvihovým (někdy též označovaným jako *zvedacím* či *břemenovým*) momentem v rozmezí 17 až 39 [kN.m] a maximálním hydraulickým vyloženkem do 10 [m]. Toto rozdělení používá např. rakouský výrobce PALFINGER. Vzhledem ke svým parametrům jsou ideálním doplňkem lehkého užitkového vozidla, zejména valníkového provedení, jejichž využití spočívá hlavně ve spedičních službách.



Obr. 2.6. Nakládací jeřáb PALFINGER PC3300 malé řady [5]

Na výše uvedeném obr. 2.6. je typický příklad nasazení malého nakládacího jeřábu s přímým, teleskopickým systémem výložníku při manipulaci se sudem oleje. Jeřáb je umístěn za kabinou na podvozku lehkého užitkového vozidla.

2.1.4. Lehké nakládací jeřáby

Jsou charakteristické zdvihovým momentem v rozmezí 40 až 100 [kN.m] a maximálním hydraulickým vyloženkem okolo 14 [m].

Svým výkonem jsou tedy ideálními nástroji pro manipulaci s objemnými a rozměrnými předměty o nižších vlastních hmotnostech, a to jak ve spedičních službách, tak i ve stavebnictví.



Obr. 2.7. Nakládací jeřáb PALFINGER PK 8501 K lehké řady [5]

Na obr. 2.7. je uveden lehký nakládací jeřáb firmy PALFINGER s členěným systémem výložníku a dvojicí hydraulicky ovládaných stabilizačních podpěr při manipulaci se silničním válcem. Nakládací jeřáb je v tomto případě namontovaný za kabinou na podvozku běžného dvojsošého nákladního automobilu valníkového provedení Mercedes-Benz Atego.

2.1.5. Střední nakládací jeřáby

Střední nakládací jeřáby patří k nejprodávanějším nakládacím jeřábům vůbec. Úspěch či neúspěch některého z modelů této řady je proto pro většinu výrobců stěžejní záležitostí.

Tyto jeřáby jsou charakteristické zdvihovým momentem v rozmezí 110 až 320 [kN.m] a maximálním hydraulickým vyložením okolo 20 [m]. Jsou výbornými pomocníky ve stavebnictví, poněvadž mohou materiál na stavbu nejen dopravit, ale rovněž umístit i do pater, popř. mohou asistovat při samotném budování staveb jako částečná náhrada za mobilní jeřáby nižších nosností.



Obr. 2.8. Střední nakládací jeřáb PALFINGER PK 24502 D [5]

Z obr. 2.8. je zřejmé, že nakládací jeřáby střední řady dosahují při maximálním vyložení značných výšek, které lze ještě zvýšit použitím mechanických nástavců. Velikou výhodou je možnost použití jeřábu i na běžných trojosých nákladních automobilech, avšak za předpokladu o vlastní hmotnost jeřábu výrazně snížené užitečné hmotnosti automobilu.

2.1.6. Těžké nakládací jeřáby

Nakládací jeřáby těžké řady tvoří samotný vrchol nabídky nakládacích jeřábů. Charakteristickým prvkem této řady je široký rozsah nosností a hydraulického vyložení, stejně tak i možností mechanického nastavení, nicméně nosnost bývá upřednostňována před délkou vyložení.

Zdvihací moment bývá u jeřábů těžké řady v rozmezí 330 až 1 500 [kN.m] a maximální hydraulické vyložení okolo 24 [m], s mechanickým nastavením až 30 [m].



Obr. 2.9. Nakládací jeřáb FASSI F1500AXP těžké řady na podvozku SCANIA [6]

Již ze samotného obr. 2.9. je zřejmé, že nakládací jeřáby těžké řady bývají (kromě modelů na spodní hranici této řady) montovány výhradně na čtyřnápravové podvozky automobilů. Vzhledem k jejich rozměrům bývá užitná ložná plocha automobilu značně omezena, a tudíž jeho primární využití spočívá zejména k přemísťování hmotného a rozměrného nákladu (kontejnerů, vagónů, apod.), který může být umístěn např. na přívěsu taženém nákladním automobilem, na němž je jeřáb namontován.

Nakládací jeřáby těžké řady lze již považovat za plnohodnotnou náhradu mobilních jeřábů nižších nosností, zejména jsou-li v provedení s kladkostrojem.

2.1.7. Jeřáby pro speciální účely

Tyto jeřáby bývají často konstruovány jako jednoúčelové, tj. jsou primárně určeny pro specifickou práci (funkci). Mezi tyto jeřáby můžeme zařadit např. „svařovací“ jeřáby, jeřáby pro odtah automobilů (T-jeřáby), stavební jeřáby (L-jeřáby) s velmi dlouhým zvedacím ramenem, apod.



Obr. 2.10. Svařovací jeřáb na mobilním pásovém podvozku [7]

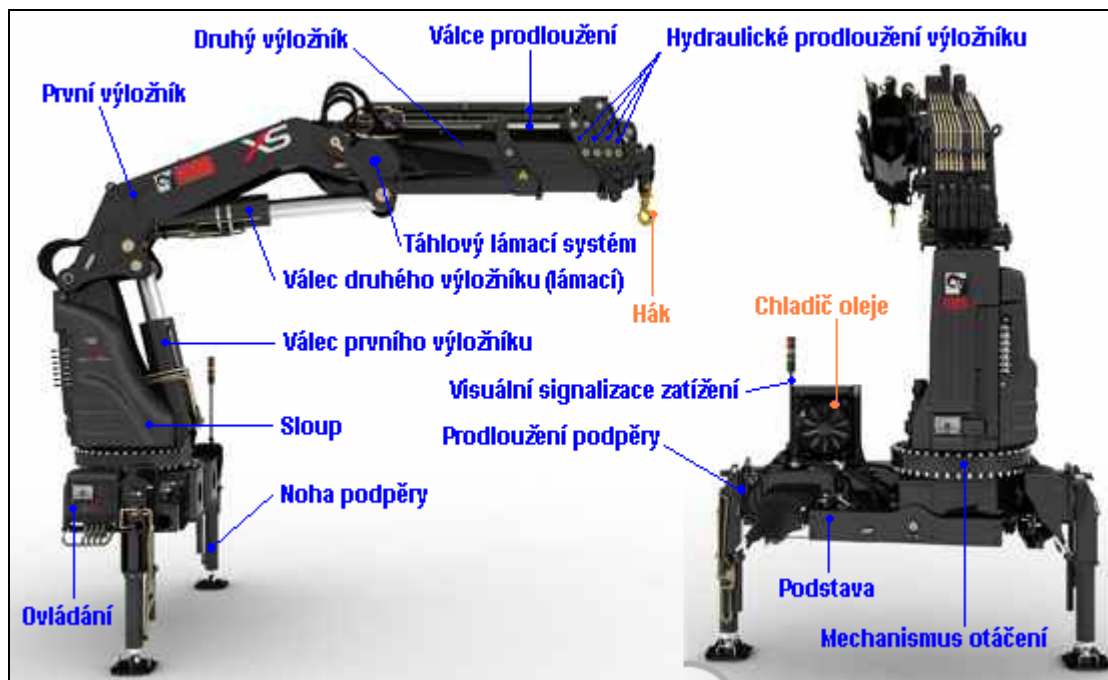


Obr. 2.11. Stavební jeřáb PALFINGER PK 18001 L [5]

2.2. HLAVNÍ ČÁSTI NAKLÁDACÍHO JEŘÁBU

V definici nakládacího jeřábu dle normy ČSN EN 12999 je nakládací jeřáb složen ze dvou hlavních částí, sloupu a soustavy výložníku. Tato definice je však poněkud všeobecná.

Názorné vyobrazení všech hlavních částí je demonstrováno na nakládacím jeřábu firmy HIAB XS700, na níže uvedeném obr. 2.12.



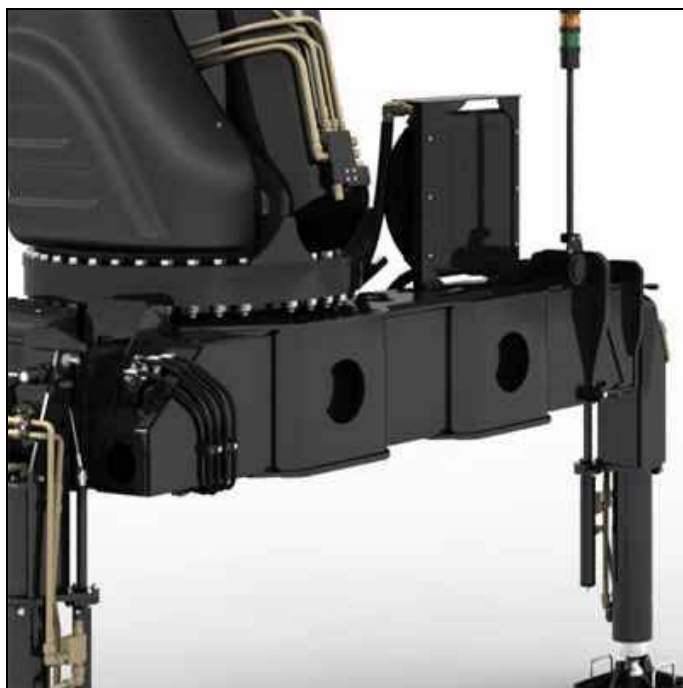
Obr. 2.12. **Hlavní části** a vybrané **příslušenství** nakládacího jeřábu těžké řady HIAB [4]

2.2.1. Podstava

Podstava, neboli příčník, je ve většině provedení tvořena tenkostěnným uzavřeným (komorovým) profilem, ke kterému je připevněn sloup s otáčecím mechanismem. Uvnitř příčníku je integrováno prodloužení stabilizačních podpěr.

Na tělese příčníku bývá rovněž namontována nádrž s hydraulickou kapalinou. Jen výjimečně se nádrž umísťuje na podvozek vozidla mimo jeřáb jako samostatný celek, což je zobrazeno na výše uvedeném obr. 2.12.

Pro jeřáby se zdvihovým momentem okolo 80 [kN.m] se šířka zástavby na podvozku vozidla pohybuje v rozmezí 600 až 1 000 [mm].



Obr. 2.13. Detail podstavy a otoče jeřábu HIAB [4]

Podstava jeřábu je zároveň ta část jeřábu, prostřednictvím které se nakládací jeřáb namontuje na podvozek, popř. na pomocný rám nákladního vozidla. Upevnění jeřábu na rám se obvykle provádí rozebíratelným spojením osmi kotevními šrouby.



Obr. 2.14. Příprava pomocného rámu pro nakládací jeřáb FASSI [6]

Většina výrobců nákladních a užitkových vozidel vydává pro výrobce nástaveb příslušné manuály, které mimo jiné stanoví maximální přípustnou hmotnost na rám automobilu, apod.

2.2.2. Sloup

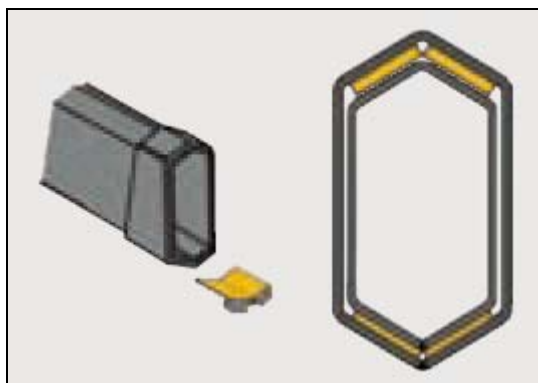
Natáčecí sloup bývá vyroben svařováním jako skříňový (uzavřený) profil z vysokopevnostní oceli, do něhož je v jeho spodní části navařen patní čep. Může být uložen ve velkorozměrových ložiskách, která umožňují přenášet jak radiální, tak axiální zatížení. Velkorozměrové ložisko bývá v případě pohonu otoče rotačním hydromotorem vybaveno vnitřním ozubením.

2.2.3. Soustava výložníku

Soustava výložníku je poměrně složitý mechanismus zajišťující nakládacímu jeřábu potřebnou operativnost.

Dá se říci, že jde o nejsložitější a nejrozsáhlejší celek jeřábu, který má zároveň nejvíce stupňů volnosti.

Použití šestihranného profilu je výhodné zejména z důvodu možnosti lepšího využití ploch kluzných desek. To má za následek nižší tření, a tudíž hladší vysouvání jednotlivých částí teleskopického výložníku (viz obr. 2.15.).



Obr. 2.15. Kluzné vedení šestibokého profilu [4]

Nespornou výhodou šestibokého profilu je dále zejména jeho schopnost samostředění a také fakt, že se jedná o systém s centrálním, tedy pouze jedním svárem (ve své horní, popř. spodní části).

Technickou lahůdkou je výložník v tzv. *fly-jib* provedení. Jedná se o dva výložníky, které díky své konstrukci umožňují např. práce přes střechu domu...



Obr. 2.16. Detail *fly-jib* výložníku jeřábu s šestibokým profilem [5]

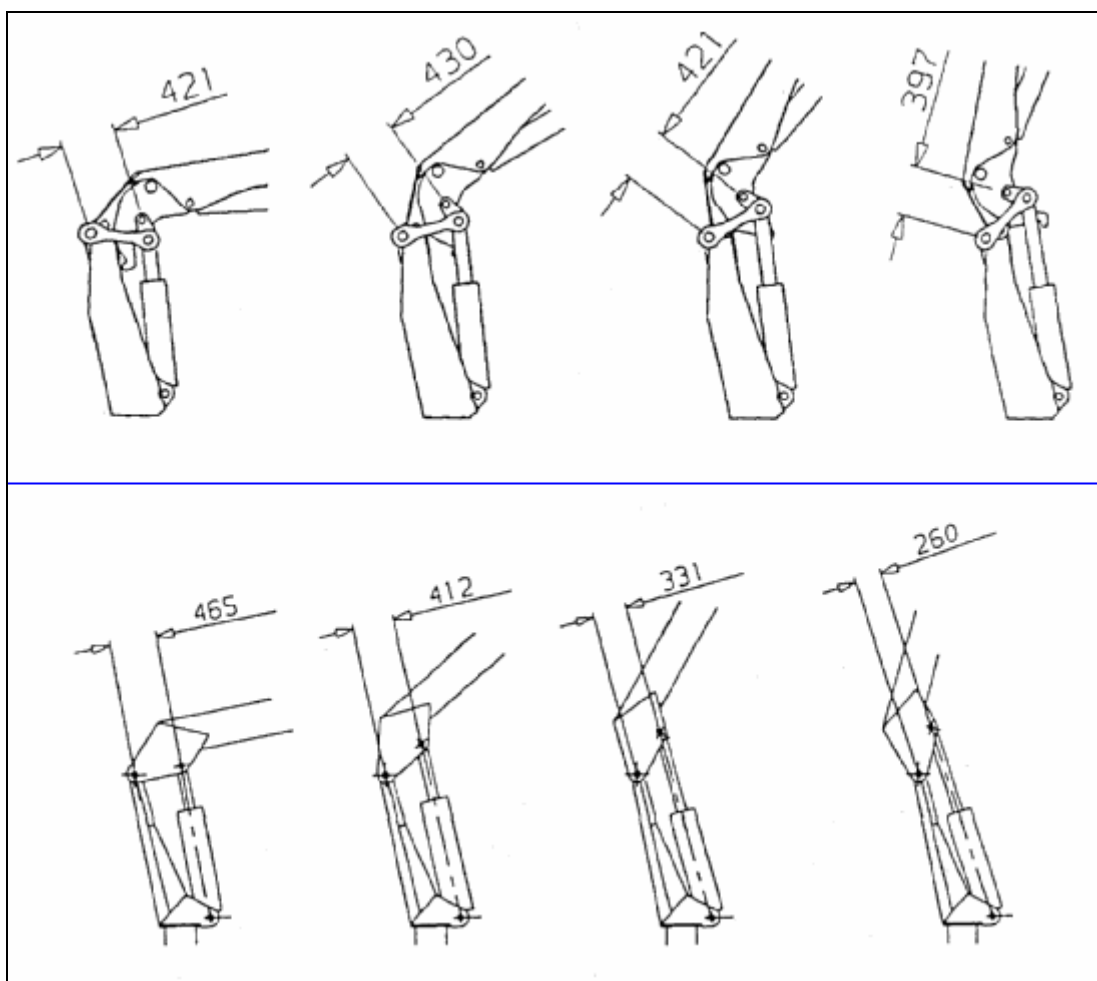
V dnešní době má již mnoho výrobců nakládacích jeřábů automatické linky, na kterých je plech ohýbán do požadovaného tvaru a následně svařován. Použitím této automatizované technologie lze dosáhnout vysoké produktivity práce.



Obr. 2.17. Automatizovaná linka na výrobu šestibokých profilů [5]

2.2.4. Pákový lámací a zvedací systém

Při použití pákového (táhlového) lámacího systému není lámací válec přímo spojen s lámacím ramenem, síla lámacího válce je přenášena na lámací rameno pákovým systémem. Jinými slovy, vzdálenost a mezi uchycením hydraulického válce a otočného bodu je téměř konstantní (viz níže obr. 2.18.).



Obr. 2.18. Porovnání délky ramene u pákového a jednoduchého mechanismu [8]

Na výše uvedeném obr. 2.18. je v horní části obrázku demonstrována velikost ramene a při různém natočení zvedacího ramene jeřábu, který je vybaven pákovým mechanismem. Je zřejmé, že velikost ramene a se mění jen minimálně.

Ze spodní části obr. 2.18. je již na první pohled patrné, že velikost ramene a se při různých polohách zvedacího ramene vůči sloupu značně mění, což má za následek jednak změny rychlosti, jednak nižší zvedací moment.

Použitím pákového systému se docílí velkého pohybového rozsahu s konstantní rychlosti pohybu, čímž je zabráněno např. rozhoupání břemene.

Zásluhou pákového lámacího systému je lámací rameno i ve zcela vysunutém stavu dostatečně únosné a při zvedání těžkého nákladu nemusí být lámáno.

Pákový systém se s uvedenými výhodami používá jak na zvedacím, tak na lámacím rameni. V dnešní době jej nabízejí takřka všichni výrobci. Z počátku byl pákový systém součástí středních a těžkých jeřábů, zatímco v dnešní době proniklo toto řešení i do jeřábů lehké řady, zejména na lámacím rameni. U jeřábů malé řady se toto konstrukční řešení vzhledem ke své složitosti cenově nevyplatí, a tudíž se ani nepoužívá.



Obr. 2.19. Detail pákového lámacího systému [6]

2.2.5. Hydraulické motory

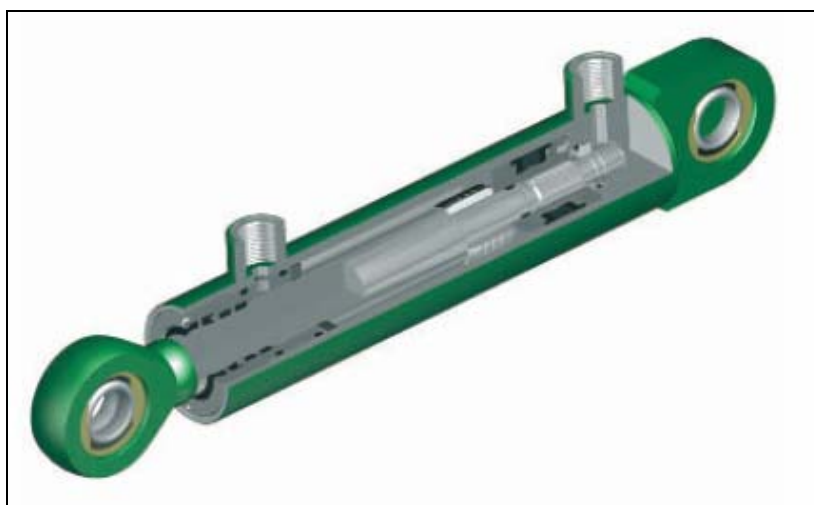
Hydraulické motory zajišťují veškeré pohyby jeřábu. Pohon otočného mechanismu jeřábu je především u jeřábu těžké řady zajišťován rotačním hydraulickým motorem, který umožňuje neomezené otáčení sloupu. Je však zapotřebí hydraulického převaděče (rotačního rozdělovače), který ovšem stojí nemalé peníze, a tudíž se pro malé nakládací jeřáby nevyplácí.

Pohon otáčecího mechanismu u jeřábů nižších řad bývá realizován hřebenovým převodem. Veškeré ostatní pohyby zajišťují motory přímočaré.

Hydraulické motory přeměňují tlakovou energii kapaliny na mechanickou energii. Jejich použití je velice výhodné, neboť mají vysokou účinnost, jsou nenáročné na údržbu a mají dlouhou životnost. Vzhledem ke svým kompaktním rozměrům mají vysoký výkon při rychlostech do $0,5 \text{ [m.s}^{-1}\text{]}$. Lze konstatovat, že v současné době není pro nakládací jeřáb umístěný na podvozku nákladního automobilu výhodnějšího pohonu než je pohon dieselhydraulický.

Hydraulické přímočaré motory teleskopické, jejichž rozměry, hmotnost i jednoduchost jejich uložení přímo vybízí k použití ovládání výsunu teleskopického výložníku, však nejsou příliš vhodné z důvodu změny rychlosti u přechodu z velkého na menší průměr válce, což může nesený náklad rozhoupat. Jistou nevýhodou je rovněž jejich cena.

Všechny přímočaré hydraulické motory jsou dvojčinné. Rotační hydraulický motor, stejně tak i hydrogenerátor, je schopen reverzačního pohybu.



Obr. 2.20. Řez hydraulickým válcem [9]

2.3. POŽADAVKY NA JEŘÁBY

Hydraulické nakládací jeřáby patří k velice oblíbeným a frekventovaným zařízením, lze se s nimi setkat na různých typech nákladních vozidel, traktorů či pikapů v různých konfiguracích, rovněž ale i na statických podstavách. Proto jsou na nakládací jeřáby kladeny přísné požadavky, které mimo jiné stanoví především norma ČSN EN 12999, která mimo jiné klasifikuje jeřáb do různých výpočtových tříd na základě způsobu provozu, předpokládaném počtu všech přepravovaných břemen nebo pracovních cyklů, atd.

Od jeřábů se očekává nízká vlastní hmotnost, jednoduchá obsluha dostupná z obou stran vozidla, možnost dálkového ovládání, bezpečný a spolehlivý provoz, předpokládá se normalizace a typizace a co možná nejmenší vnější rozměry, zejména v transportní poloze (tj. ve složeném stavu, kdy nesmí přesahovat obrys vozidla). Samozřejmostí se stala zařízení snímající přetížení a riziko ztráty stability. Zejména v posledních desetiletích zaznamenaly nakládací jeřáby všech typů bouřlivý rozmach.

Při volbě jeřábu je nutno přihlížet:

- předpokládanému počtu všech přepravovaných břemen nebo pracovních cyklů
- způsobu provozu
- manipulačnímu prostoru
- vnějším rozměrům jeřábu
- předpokládaným pracovním podmínkám včetně sklonu podkladu
- bezpečnosti práce a úrovni pracovníků
- platným předpisům a normám

Pro výrobce a konstruktéry nakládacích jeřábů jsou směrodatnými prvky při stavbě a vývoji nového jeřábu příslušné státní normy.

Mezi výchozí normy pro návrh nakládacích jeřábů patří již zmíněná evropská norma EN 12999, resp. německá norma DIN 15018 [12]. V české republice platí

český ekvivalent evropské normy, označovaný jako norma ČSN EN 12999, podle které bude probíhat návrh nakládacího jeřábu, jež je předmětem této práce.

Požadavky na základní bezpečnostní výbavu nakládacích jeřábů, kladené normou ČSN EN 12999 na jeřáby s nosností větší než 1000 [kg] nebo s maximálním momentem břemene větším než 40 [kN.m], jsou následující:

- omezovač nosnosti
- zařízení k nouzovému spouštění
- indikátor přetížení – vizuální signál (např. světelné diody indikující stav zatížení jeřábu 90-100 % žlutá, 100% a více červená)
- hlavní ventil omezující tlak
- omezovač výkonu a rychlosti
- akustická výstražná signalizace v případě hrozícího nebezpečí při manipulaci
- zařízení k nouzovému zastavení v jakékoli poloze
- vizuální indikace naklonění jeřábu při stabilizaci podpěr

Výrobci nakládacích jeřábů vybavují své modely krom těchto prvků rovněž dalšími nadstandardními systémy, ať již bezpečnostními nebo informačními, a to zejména u jeřábů vyšších nosností. Může jít např. o informaci o výškové poloze ramene jeřábu (vysunutém výložníku), která je důležitá pro případ, že by řidič nákladního vozidla zapomněl uvést jeřáb do transportní polohy. Za zmínku stojí také automatické vypínání elektroniky jeřábu, které ve většině případů nastane po nečinnosti jeřábu delší než 30 minut.

2.4. VÝHODY NAKLÁDACÍCH JEŘÁBŮ

Jak již bylo uvedeno v předchozích kapitolách, nakládací jeřáby jsou velice oblíbená a frekventovaná zařízení. Zejména v posledním desetiletí se s rozvojem služeb v české republice staly nakládací jeřáby nedílnou součástí většiny autodopravců podnikajících ve vnitrostátní a příměstské nákladní dopravě. Je totiž žádané, aby dopravce zákazníkovi zakoupené zboží naložil, odvezl na požadované místo a tam opět na požadované místo složil a to co nejlevněji a nejrychleji.

Právě tento řetězec operací výrazně zvyšuje kvalitu nabízených služeb a tím i spokojenost zákazníků. K již zmíněné manipulaci s materiálem výborně poslouží nakládací jeřáby, poněvadž doprava zakoupeného zboží s následným vyložením mobilním jeřábem by byla velice neefektivní, drahá, a tudíž u zákazníků neoblíbená. Prozíravý dopravce, který chce být o krok napřed, tedy zvolí kombinaci nákladního automobilu s nakládacím jeřábem.

Mezi největší výhody hydraulických nakládacích jeřábů bezesporu patří:

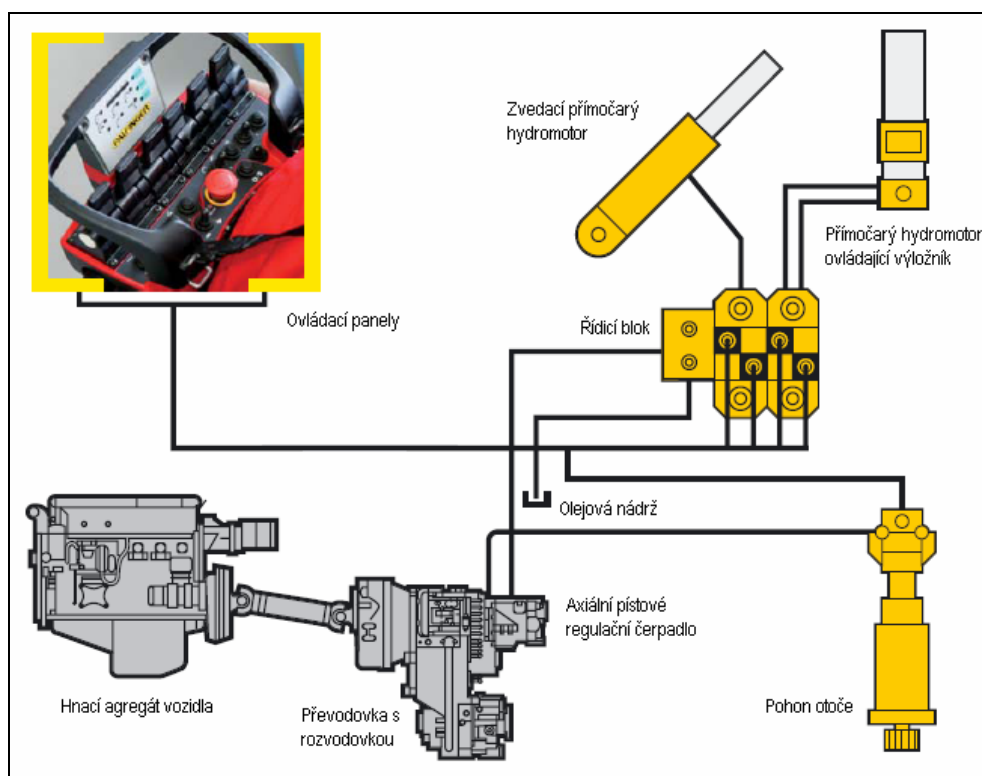
- malé konstrukční rozměry jeřábu ve složeném stavu
- vzhledem k rozměrům vysoký dopravní výkon
- vysoká variabilita
- možnost okamžité změny vyložení (oproti mobilním jeřábům)
- výborná kinematika nakládacího jeřábu
- jednoduché ovládání dostupné z obou stran jeřábu
- možnost dálkového radiového ovládání
- nenáročná údržba
- vysoká životnost
- a v neposlední řadě rovněž možnost barevného sladení jeřábu s lakem nákladního automobilu (popř. i s logem spediční společnosti)

Výše uvedené výhody nakládacích jeřábů jsou důvodem obrovské expanze nakládacích jeřábů do mnoha odvětví manipulace s materiálem.

2.5. OVLÁDÁNÍ NAKLÁDACÍCH JEŘÁBŮ

Ovládání nakládacích jeřábů, jak již bylo zmíněno v kap. 2., je výhradně hydraulické, což zároveň předepisuje norma ČSN EN 12999. Rovněž i z názvu *hydraulický* nakládací jeřáb lze jasně vyčíst hydraulické ovládání.

Je-li nakládací jeřáb namontován na vozidle, zpravidla nákladním, poté lze označit pohon za *dieselhydraulický*, a to u jeřábů všech kategorií (nosností). Jinými slovy, hnací agregát vozidla, v současné době výhradně přepínaný vznětový motor (turbodiesel), pohánějí přes převodové ústrojí hydrogenerátor. Prostřednictvím hydraulické kapaliny (minerální oleje, emulze, apod.) se uskutečňuje přenos tlakové energie od hydrogenerátoru k poháněným hydraulickým motorům.



Obr. 2.21. Zjednodušené schéma dieselhydraulického pohonu jeřábu ^[10]

Ovládání pohybů nakládacího jeřábu je uskutečňováno prostřednictvím ovládacích panelů (s joysticky či více směrovými ovládacími pákami) umístěných po obou stranách vozidla, které zpravidla ovládají proporcionální hydraulický rozvaděč, resp. v dnešní době stále čtenějším dálkovým ovládáním.

2.6. CENOVÉ SROVNÁNÍ NAKLÁDACÍCH JEŘÁBŮ

Tuzemský trh s nakládacími jeřáby je poměrně rozmanitý. Je zde registrováno více než 10 výrobců. Navíc většina výrobců, resp. dealerů, nabízí prakticky celý sortiment jeřábů od malých až po těžké, někteří výrobci navíc jeřáby určené pro lesnictví nebo pro zpracování odpadů (recykling).

Jedním z faktorů, které nejčastěji rozhodují o koupi toho či onoho jeřábu, je jeho pořizovací cena. Proto je před samotným návrhem jeřábu výhodné udělat cenový přehled jeřábů renomovaných značek, které lze na českých silnicích vidět nejčastěji.

Výrobce jeřábu		FASSI	PALFINGER	PM	TEREX-ATLAS	AMCO-VEBA
Model jeřábu		F80.A22	PK 8 501 K	8522	ATLAS 85.2 A2	V 808N 2S CE
Zdvihový moment	[kN.m]	75,5	80	80	85,3	77,5
Úhel natočení	[°]	370	400	400	410	400
Dosah ramene	[m]	7,4	7,3	7,4	7,25	7,15
Objem olejové nádrže	[dm ³]	60	65	57	43	35
Rozpětí stab. podpěr	[mm]	4500	3200	3350	4600	3370
Vlastní hmotnost ¹⁾	[kg]	1025	988 ²⁾	1150	1260	1030
Hydraulické čerpadlo	[Kč]	16 000,-	v ceně jeřábu	19 500,-	21 886,-	neuvádí se
Montáž jeřábu	[Kč]	35 000,-	neuvádí se	28 900,-	35 000,-	neuvádí se
Cena jeřábu ¹⁾	[Kč]	352 326,-	16 080 €	339000,-	399 218,-	320 000,-
¹⁾ Včetně stabilizačních podpěr						
²⁾ Bez olejové náplně						
Všechny zde uvedené jeřáby splňují požadavky kladené normou ČSN EN 12999.						
Všechny ceny jsou uvedeny bez DPH.						

Tab. 2.1. Cenové srovnání nakládacích jeřábů lehké řady o zdvihovém momentu 80 kN.m

Z tab. 2.1. je zřejmé, že nejvýhodnější poměr *cena x výkon* nabízí jeřáb italské firmy AMCO-VEBA, model V 808N 2S CE. Jedná se o nový typ jeřábu, který nahradil stávající model 810. Jedinou nevýhodou tohoto jeřábu může být nižší rozpětí stabilizačních podpěr oproti konkurenci, nicméně i tento nedostatek lze vyřešit v rámci příplatkové výbavy. Již zmíněný výrobce AMCO-VEBA, stejně jako většina ostatních výrobců, nabízí ucelenou škálu prvků příplatkové výbavy, které

umožňují zákazníkům přizpůsobit si jeřáb podle svých představ a to v následujících cenových relacích :

Prvek příplatkové výbavy	Cena bez DPH [Kč]
LIS-systém (digitální zátěžová váha s displejem)	21 000,-
Mechanické výsuvy (až 4 ks do 12,05 m)	12 000 / 1 ks
XL – podpěry o rozpětí 4600 mm	5500,-
Plně hydraulické XL podpěry 4600 mm (horizont. i vertikální výsun)	25 500,-
Mechanicky otočné podpěry (180°)	6 700,-
Prodloužené válce podpěr (vyšší montáže HR)	6 700,-
Přídavné hydraulická sekce (pro drapák, rotátor)	20 000 / 1 sekce
Ovládání HR ze sedačky obsluhy namísto ze země	20 000,-
Adaptér (nástavec) ramene s ukončením pro drapák, rotátor..	6 500,-

Tab. 2.2. Přehled cen vybraných prvků příplatkové výbavy pro jeřáb AMCO-VEBA

Jeřáby s břemenovým momentem okolo 70 kN.m jsou velice podobné jeřábům třídy 80 kN.m a je otázkou, zda-li by bylo výhodné některé díly unifikovat...

Výrobce jeřábu		FASSI	PM	TEREX-ATLAS
Model jeřábu		F65.A22	6522	75.2.A2D
Zdvihový moment	[kN.m]	65	61	72
Úhel natočení	[°]	370	400	400
Pracovní tlak	[MPa]	25,5	27,5	27
Dosah ramene	[m]	7,2	7	7,2
Objem olejové nádrže	[dm ³]	60	57	43
Rozpětí stab. podpěr	[mm]	3 300	3 200	4 600
Vlastní hmotnost ¹⁾	[kg]	850 ²⁾	940	1 170
Hydraulické čerpadlo	[Kč]	neuvádí se	18000,-	21 890,-
Montáž jeřábu	[Kč]	neuvádí se	28 900,-	29 000,-
Cena jeřábu ¹⁾	[Kč]	318 398,-	11 200 €	349 000,-
¹⁾ Včetně stabilizačních podpěr				
²⁾ Bez olejové náplně				
Všechny zde uvedené jeřáby splňují požadavky kladené normou ČSN EN 12999.				
Všechny ceny jsou uvedeny bez DPH.				

Tab. 2.3. Cenové srovnání jeřábů lehké řady se zdvihacím momentem okolo [65 kN.m]

Velmi blízké, jak parametry tak cenou, jsou jeřábům třídy 80 [kN.m] jeřáby nejbližší vyšší třídy, tedy třídy s břemenovým momentem okolo 90 [kN.m].

Výrobce jeřábu		EFFER	FASSI	FASSI	ATLAS
Model jeřábu		100.2S	F95A.21	F95A.22	92.2 A2
Zdvihový moment	[kN.m]	86,9	90,2	86,3	90,3
Úhel natočení	[°]	380°	390°	390°	410°
Pracovní tlak	[MPa]	34	27,5	27,5	27
Dosah ramene	[m]	7,21	6,1	8,1	7,25
Objem olejové nádrže	[dm ³]	75	60	60	43
Rozpětí stab. podpěr	[mm]	neuvádí se	3 925	3 925	4 600
Vlastní hmotnost ¹⁾	[kg]	1 135	1 110	1 215	1 280
Hydraulické čerpadlo	[Kč]	v ceně jeřábu	16 000,-	16 000,-	21 886,-
Montáž jeřábu	[Kč]	neuvádí se	35 000,-	35 000,-	49 000,-
Cena jeřábu ¹⁾	[Kč]	13 480 €	370 978,-	405 042,-	461 141,-
¹⁾ Včetně stabilizačních podpěr					
Všechny zde uvedené jeřáby splňují požadavky normy ČSN EN 12999.					
Všechny ceny jsou uvedeny bez DPH.					

Tab. 2.4. Cenové srovnání jeřábů lehké řady se zdvihacím momentem okolo 90 [kN.m]

Ve výše uvedeném srovnání se po technické, rovněž však po stránce cenové poněkud vymyká jeřáb německé firmy ATLAS-TEREX. Tento jeřáb je jako jediný mezi uvedenými konkurenty vybaven pákovým lámacím systémem. Rovněž co se elektroniky týče, je výbava jeřábu ATLAS velmi bohatá, za zmínku stojí zejména řídicí display ACM, který umožňuje diagnostikování poruch prostřednictvím hlášení a chybových kódů a zároveň nabízí doplňkovou funkci počítadlo motohodin, apod. Za zmínku rovněž stojí podstava z tvárné litiny s kuličkovým grafitem, která vzhledem k absenci svarů zabezpečuje vyšší bezpečnost proti únavě.

3. POKROČILÉ SYSTÉMY NAKLÁDACÍCH JEŘÁBŮ

Moderní nakládací jeřáby bývají vybaveny nejrůznějšími systémy, ať již bezpečnostními, komfortními nebo informačními. Jejich úkol je prostý – jistit, pomáhat a ulehčovat ovládání a informovat. Každý výrobce mívá svůj „balíček“ systémů, kterým standardně, popř. za příplatek, vybavuje své jeřáby.

Některé bezpečnostní systémy, jak již bylo uvedeno v kapitole 2.3., zároveň předepisuje norma ČSN EN 12999.

Pro informaci uvádím vybrané, jedny z nejmodernějších systémů nakládacích jeřábů.

3.1. SYSTÉM MINISPACE

Minispace intelligence system je elektronický systém vyvinutý firmou HIAB jehož úkolem je monitorování a kontrola elektronických funkcí nakládacího jeřábu.

Bezpečnost jeřábu je zajištěna sdruženým systémem **OLP** (**O**ver **L**oad **P**rotection), která umožňuje pracovat obsluze jeřábu v přední části vozidla, odkud nemohou vidět na ovládací panel, a tudíž nemají přehled o možnostech vyložení. Doplňujícím systémem je systém informující obsluhu o zvednutém výložníku jeřábu.

Systém Minispace dále zahrnuje funkci **ADO** (**A**utomatic **D**umping of **O**il), v překladu *automatická kontrola zpětného toku*. Systém odvede olej zpět do nádrže v případě, že nedojde po dobu 3 [s] k žádnému pohybu ovládacích pák, a tudíž i jeřábu. Při následné aktivaci některé z ovládacích pák bude olej téct přímo k bloku s rozváděči a zároveň dojde k samočinnému uzavření zpětného vedení toku oleje. Systém tak omezuje cirkulaci oleje v hydraulickém systému, což snižuje teplotu a udržuje tak olej v dobrém stavu, což zvyšuje životnost oleje a snižuje náklady na údržbu jeřábu. Systém rovněž umožňuje automatické vypínání jeřábu (po dobu nečinnosti delší než 30 min.), ukládání poruch v systému (vlastní diagnostika) a upozornění na činnost hydrogenerátoru při jízdě vozidla, což může být užitečné pro případ, že by obsluha jeřábu zapomněla po práci hydrogenerátor vypnout. Zamezí se tak přehřátí hydrogenerátoru.

3.2. SYSTÉM SPACE

Space intelligence system je systém navržený ruku v ruce s ovládáním VALVE 91, obojí od firmy HIAB. Systém těží z výhod systému Minispace, navíc však přidává unikátní funkci **PFD (Pump Flow Distribution)**, v překladu *rozdělení průtočného množství hydraulického oleje*. Ten distribuuje příslušné množství oleje v závislosti na pohybech ovládacích pák. Může však dojít k situaci (např. při kombinaci všech možných pohybů jeřábu najednou), kdy nebude stačit disponibilní množství kapaliny k zajištění všech pohybů jeřábu. Nastane-li tento případ, systém PFD proporcionálně rozdělí disponibilní množství oleje při mírném poklesu rychlosti. Všechny funkce budou nadále pracovat dle očekávání, navíc obsluha výše zmíněná opatření ani nezaregistruje.

Nakládací jeřáby HIAB, vybaveny systémem MINISPACE a SPACE jsou vybaveny řídicím počítačem, tlakovými a polohovými snímači, příslušnými akčními členy, zobrazovacími prvky a rovněž připojovacím rozhraním. Snímání údajů z jednotlivých čidel probíhá dvacetkrát za sekundu.



Obr. 3.1. Postranní čidla informující systém o poloze výložníku [4]

3.3. SYSTÉM AOS

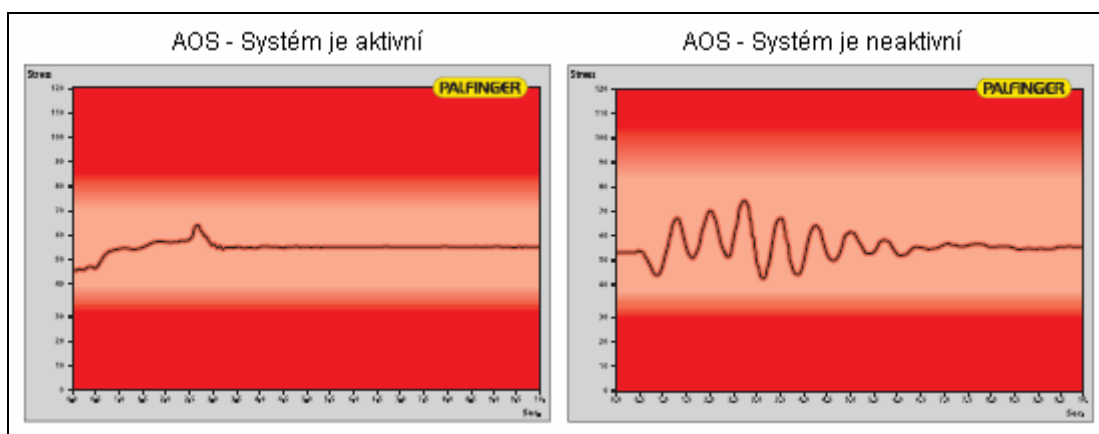
Patentovaný systém **AOS** (**A**ctive **O**scillation **S**uppression system) je systém vyvinutý rakouskou firmou PALFINGER. Jedná se o systém aktivního tlumení oscilací výložníku jeřábu, díky kterému lze břemeno umístit s nevídanou precizností.



Obr. 3.2. Zapnutý a vypnutý systém AOS při pokládání břemene [5]

Systém AOS je výhodný zejména pro nakládací jeřáby s vyššími hodnotami vyložení, neboť právě u jeřábů této kategorie dochází při zvedání břemene k výraznému rozkmitu. Ten vyvolá dynamické zatěžování, které může mít neblahý vliv na životnost jeřábu.

Nespornou výhodou je možnost kombinace systému AOS a dálkového radiového ovládání. Obsluha jeřábu totiž může být přítomná přímo na požadovaném místě vyložení a může tak uložit náklad dle svých představ a to rychle, bezpečně a precizně.



Obr. 3.3. Závislost napětí na čase při aktivním a neaktivním systému AOS [5]

3.4. SYSTÉM EVS

Systém **EVS** (**E**lectronic **V**ehicle **S**tability) je systém sledující stabilitu vozidla při práci s nakládacím jeřábem vyvinutý dánskou firmou HMF. Systém EVS je kombinován s dálkovým rádiovým ovládáním a je sdružen do elektronického informačního systému HMF InfoCentre. Prostřednictvím displeje na dálkovém ovládání je obsluha jeřábu neustále informována o aktuální situaci z hlediska stability vozidla a v kombinaci se systémem **RCL** (**R**ated **C**apacity **L**imitation) navíc i z hlediska možného přetížení. Obsluha jeřábu se tak může naplno věnovat práci s jeřábem, aniž by se musela zabývat ztrátou stability vozidla, což je výhodné zejména u zadního namontování jeřábu, kdy dochází k vyložení směrem dozadu od kabiny řidiče, popř. stojí-li vozidlo na nakloněné rovině, apod. [11]

4. KONCEPČNÍ NÁVRH HYDRAULICKÉHO NAKLÁDACÍHO JEŘÁBU

4.1. NÁVRH A VÝPOČET TELESKOPICKÉHO VÝLOŽNÍKU

Na základě rešerše hydraulických nakládacích jeřábů a pro zadané parametry volím konstrukční uspořádání teleskopického výložníku s jedním zvedacím a jedním lámacím přímočarým hydromotorem dle níže uvedeného obr. 4.1. Volím členěný systém výložníku, naklápěcí příčně k vozidlu, s následujícími hodnotami nosnosti při uvedených délkách vyložení.



Obr. 4.1. Schéma zvoleného uspořádání nakládacího jeřábu (orientační hodnoty)

Jedná se o výložník s dvojitým teleskopem. Výsun jednotlivých částí teleskopického výložníku, stejně jako výsun prodloužení podpěr zajišťují přímočaré hydraulické motory.

Řešený nakládací jeřáb má dle [1] toto zařazení:

Popis provozu	Rozsah počtu cyklů	Spektrum napětí	Zdvihová třída	Provozní skupina
Všeobecné použití	N1	S1	H1	B3

Tab. 4.1. Zařazení hydraulického nakládacího jeřábu pro účely výpočtu

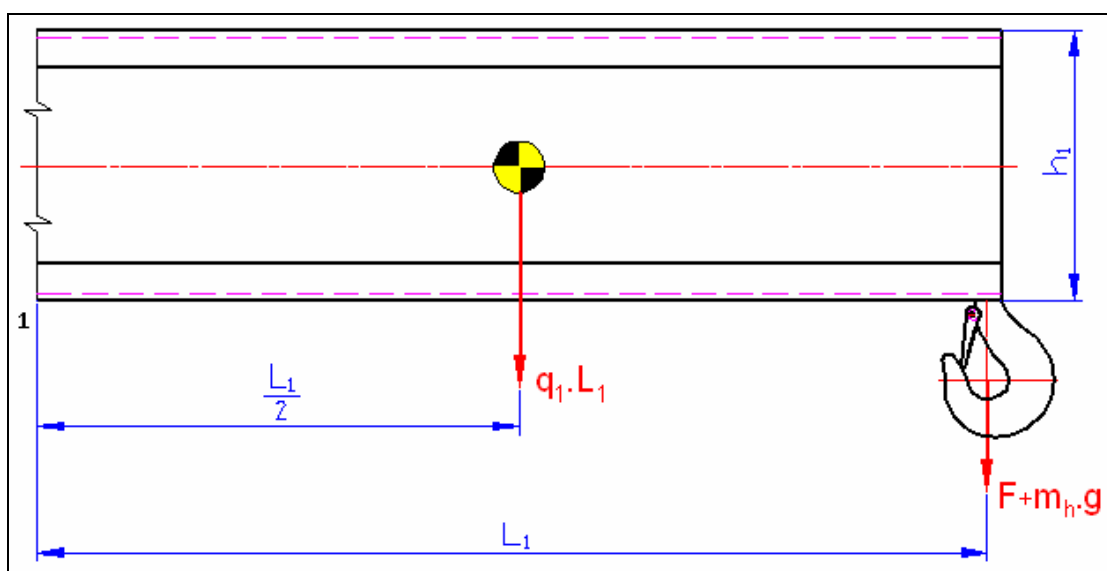
Výše uvedené zařazení odpovídá dle [12] zařazení H1 B3. Zařazení je směrodatným prvkem při výpočtu ocelové konstrukce jeřábu dle [2].

4.1.1. Návrh profilu výložníku – sekce č. 1.

Návrh jednotlivých profilů výložníku provedu na základě výpočtu z dovoleného napětí v ohybu s průběžnou kontrolou maximálního průhybu, přičemž směrodatnou veličinou pro určení průřezu profilu je plošný (průřezový) moment setrvačnosti J_x .

Pro první sekci výložníku volím materiál WELDOX 700E [13] od švédské firmy SSAB. Jedná se o vysokopevnostní, vysoce legovanou ocel s jemnozrnnou strukturou, která má dle [13] smluvní mez kluzu $f_y = 700$ [MPa], mez pevnosti $f_u = 780 \div 930$ [MPa] a tažnost $\delta_5 = 14$ [%].

Tento vysoce kvalitní materiál výrazně snižuje hmotnost jeřábu a tím zvyšuje užitečnou hmotnost vozidla, na němž bude jeřáb namontován.



Obr. 4.2. Schéma zatížení profilu sekce č. 1.

Vycházím ze známého vztahu pro ohybové napětí (vztaženému k bodu 1).

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} \leq \sigma_o \quad (1)$$

$$\text{kde: } \sigma_o - \text{dovolené napětí v ohybu, } \sigma_o = \frac{f_y}{k_s} = \frac{700}{1,33} \cong \underline{526} \text{ [MPa]} \quad (2)$$

k_s – koeficient statické bezpečnosti, předběžně volím $k_s = 1,33$ [-]

Výše uvedený vztah (1) upravím na požadovaný tvar, dosadím a dostávám:

$$W_{o1} = \frac{M_{o1}}{\sigma_o} = \frac{(F + m_h \cdot g) \cdot L_1 + q_1 \cdot \frac{L_1^2}{2}}{526 \cdot 10^6} = \frac{(11112 + 15 \cdot 9,81) \cdot 1,855 + 306,8 \cdot \frac{1,855^2}{2}}{526 \cdot 10^6} \quad (3)$$

$$W_{o1} = 4,07 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^3\text{]}$$

Hledaný průřezový moment setrvačnosti J_{x1} je dán součinem modulu průřezu v ohybu W_{o1} a vzdáleností krajního vlákna profilu – výškou profilu h_1 podělenou dvěma.

$$J_{x1} = W_{o1} \cdot \frac{h_1}{2} = 4,07 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{0,18}{2} = 3,664 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^4\text{]} = 3,664 \cdot 10^6 \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$\text{kde: } F - \text{jmenovitá nosnost jeřábu, } F = \frac{M_{ZVD}}{L_V} = \frac{80000}{7,2} \cong 11\,112 \text{ [N]} \quad (4)$$

m_h – hmotnost jeřábového háku včetně uchycení, $m_h = 15 \text{ [kg]}$

g – tíhové zrychlení Země, $g = 9,81 \text{ [m.s}^{-2}\text{]}$

L_1 – délka vysunutí sekce č. 1., volím $L_1 = 1,855 \text{ [m]}$

q_1 – zatížení od vlastní hmotnosti profilu č. 1.,

$$q_1 = \frac{m_1 \cdot g}{L_1} = \frac{58 \cdot 9,81}{1,855} = 306,8 \text{ [N.m}^{-1}\text{]} \quad (5)$$

m_1 – hmotnost vysunuté sekce č. 1., s ohledem na hmotnost hydraulických motorů volím $m_1 = 58 \text{ [kg]}$

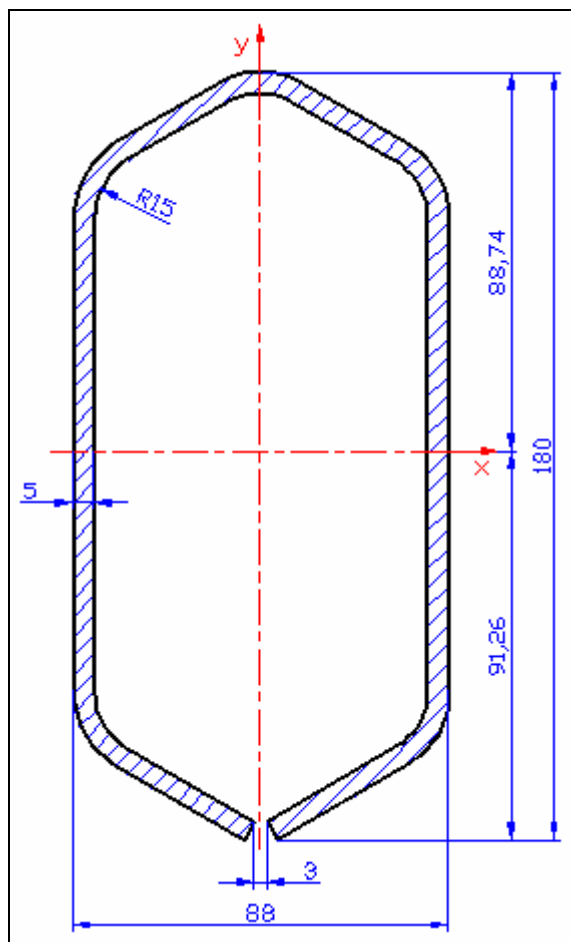
M_{ZVD} – max. zdvihový moment jeřábu, $M_{ZVD} = 80\,000 \text{ [N.m]}$

L_V – dosah ramene, $L_V = 7,2 \text{ [m]}$

h_1 – výška profilu sekce č. 1., s ohledem na možnost použití mechanických nastavců volím $h_1 = 0,18 \text{ [m]}$

S ohledem na výše vypočtený moment setrvačnosti J_{x1} volím šestiboký profil s rozměry dle obr. 4.3. Jeho nespornou výhodou je vysoká odolnost vůči krutu a schopnost samostředění – je tak lépe podélně veden. Jedná se o profil s vynikající torzní tuhostí.

Profil bude vyroben z plechu ohýbáním za studena dle požadovaných rozměrů a následně v horní části svařen dle [14].



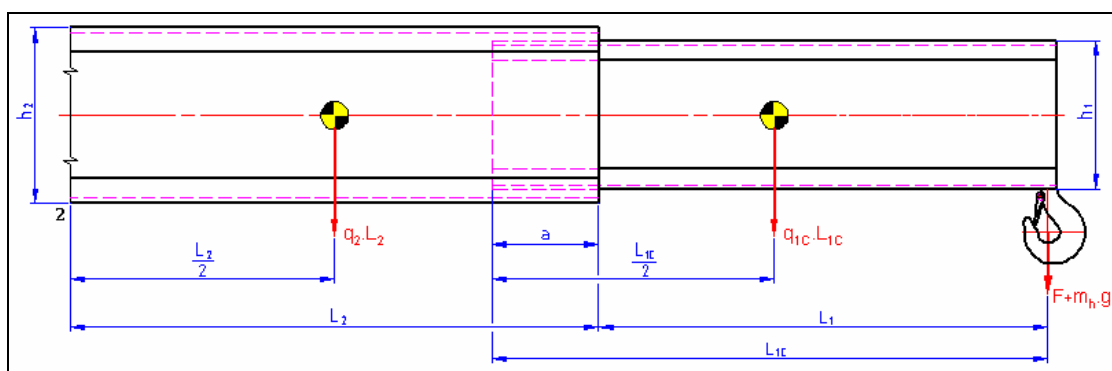
Obr. 4.3. Navržený profil sekce č. 1.

Navržený profil má dle programu AutoCAD Mechanical 2006 [1] tyto průřezové charakteristiky:

Tab. 4.2. Průřezové charakteristiky profilu sekce č. 1.			
Moment setrvačnosti k ose x	J_{x1}	$7,243 \cdot 10^6$	$[\text{mm}^4]$
Moment setrvačnosti k ose y	J_{y1}	$2,742 \cdot 10^6$	$[\text{mm}^4]$
Plocha průřezu	A_1	2197,237	$[\text{mm}^2]$
Poloměr kvadratického momentu průřezu	s_{c1}	88,74	$[\text{mm}]$
Poloměr kvadratického momentu průřezu	s_{t1}	91,26	$[\text{mm}]$

4.1.2. Návrh profilu výložníku – sekce č. 2.

Návrh výložníku sekce č. 2. je kromě požadavku vyššího momentu průřezu z důvodu většího ramene působící síly rovněž ovlivněn vřely jak v horizontálním, tak vertikálním směru. Vřely ve vertikálním směru (směr osy y) jsou mnohem vyšší než vřely ve směru horizontálním (směr osy x) – a to z důvodu uložení kluzných desek. Ve směru osy x jsou vřely pouze z důvodu možné nepřenositelnosti výroby a s tím související eliminaci možného smykového tření.



Obr. 4.4. Schéma zatížení profilu sekce č. 2.

Ohybový moment k bodu 2:

$$M_{o2} = (F + m_h \cdot g) \cdot (L_1 + L_2) + q_{1C} \cdot L_{1C} \cdot \left(\frac{L_{1C}}{2} + L_2 - a \right) + q_2 \cdot \frac{L_2^2}{2} \quad (6)$$

Po dosazení:

$$M_{o2} = (11112 + 15 \cdot 9,81) \cdot (1,855 + 1,73) + 286,13 \cdot 2,16 \cdot \left(\frac{2,16}{2} + 1,855 - 0,305 \right) + 454 \cdot \frac{1,73^2}{2} \quad (7)$$

$$M_{o2} = \underline{42\,668,89} \text{ [N.m]}$$

kde: L_2 – délka vysunutí sekce č. 2., $L_2 = 1,73$ [m]

q_{1C} – zatížení od vlastní hmotnosti sekce č. 1.,

$$q_{1C} = \frac{m_{1C} \cdot g}{L_{1C}} = \frac{63 \cdot 9,81}{2,16} = \underline{286,13} \text{ [N.m}^{-1}] \quad (8)$$

m_{1C} – hmotnost celé sekce č. 1., $m_{1C} = 63$ [kg]

L_{1C} – délka celé sekce č. 1., $L_{1C} = 2,16$ [m]

a – délka zasunutí profilu v následující sekci,

volím $a = 0,305$ [m]

q_2 – zatížení od vlastní hmotnosti profilu č. 2.,

$$q_2 = \frac{m_2 \cdot g}{L_2} = \frac{80 \cdot 9,81}{1,73} = 454 \text{ [N.m}^{-1}\text{]} \quad (9)$$

m_2 – hmotnost vysunuté sekce č. 2., s ohledem na hmotnost hydraulických motorů volím $m_2 = 80$ [kg]

Modul průřezu v ohybu:

$$W_{o2} = \frac{M_{o2}}{\sigma_o} = \frac{42668,89}{526 \cdot 10^6} = 8,112 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^3\text{]} \quad (10)$$

Hledaný potřebný moment setrvačnosti:

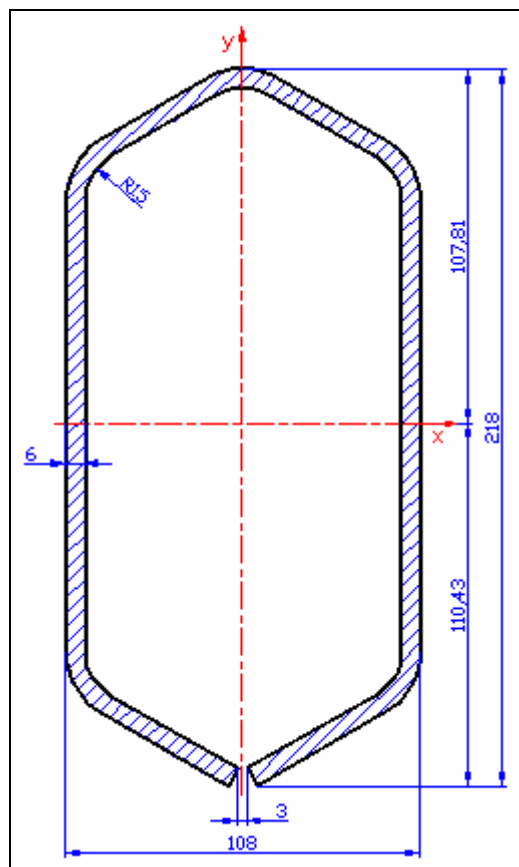
$$J_{x2} = W_{o2} \cdot \frac{h_2}{2} = 8,112 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{0,218}{2} = 8,842 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^4\text{]} = 8,842 \cdot 10^6 \text{ [mm}^4\text{]} \quad (11)$$

kde: h_2 – výška profilu sekce č. 2., s ohledem na uložení kluzných desek
a vůle mezi profily volím $h_2 = 218$ [mm]

Dle vypočteného momentu setrvačnosti J_{x2} volím šestiboký profil s průřezovými charakteristikami dle tab. 3., materiál WELDOX 700E.

Profil bude vyroben z plechu ohýbáním za studena dle požadovaných rozměrů a následně v horní části svařen dle [14].

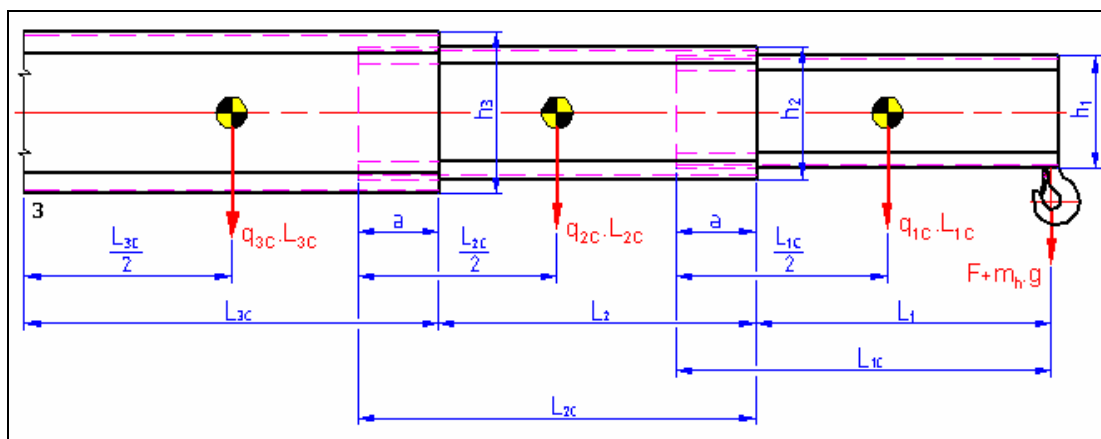
Tab. 4.3. Průřezové charakteristiky profilu sekce č. 2.			
Moment setrvačnosti k ose x	J_{x2}	$15,572 \cdot 10^6$	[mm ⁴]
Moment setrvačnosti k ose y	J_{y2}	$6,028 \cdot 10^6$	[mm ⁴]
Plocha průřezu	A_2	3212,948	[mm ²]
Poloměr kvadratického momentu průřezu	s_{c2}	107,81	[mm]
Poloměr kvadratického momentu průřezu	s_{t2}	110,43	[mm]



Obr. 4.5. Navržený šestiboký profil 2. sekce výložníku

4.1.3. Návrh profilu výložníku – sekce č. 3.

Sekce č. 3. je nejvíce namáhanou částí teleskopického výložníku. Přenáší veškerá zatížení od sekcí předešlých včetně vlastní tíhy.



Obr. 4.6. Schéma zatížení profilu sekce č. 3.

Ohybový moment k bodu 3:

$$M_{o3} = (F + m_h \cdot g) \cdot (L_1 + L_2 + L_{3C}) + q_{1C} \cdot L_{1C} \cdot \left(\frac{L_{1C}}{2} + L_2 - a + L_{3C} \right) + \\ + q_{2C} \cdot L_{2C} \cdot \left(\frac{L_{2C}}{2} - a + L_{3C} \right) + q_{3C} \cdot \frac{L_{3C}^2}{2} \quad (12)$$

$$M_{o3} = (11112 + 15 \cdot 9,81) \cdot (1,855 + 1,73 + 2) + 286,13 \cdot 2,16 \cdot \left(\frac{2,16}{2} + 1,73 - 0,305 + 2 \right) + \\ + 401 \cdot 2,08 \cdot \left(\frac{2,08}{2} - 0,35 + 2 \right) + 490,5 \cdot \frac{2^2}{2}$$

$$M_{o3} = \underline{68\,891,31} \text{ [N.m]}$$

kde: L_{3C} – délka celé sekce č. 3., $L_{3C} = 2,16$ [m]

q_{2C} – zatížení od vlastní hmotnosti celé sekce č. 2.,

$$q_{2C} = \frac{m_{2C} \cdot g}{L_{2C}} = \frac{85 \cdot 9,81}{2,08} \cong \underline{401} \text{ [N.m}^{-1}] \quad (13)$$

m_{2C} – hmotnost celé sekce č. 2., $m_{2C} = 85$ [kg]

L_{2C} – délka celé sekce č. 2., $L_{2C} = 2,08$ [m]

q_{3C} – tíha celé sekce č. 3.,

$$q_{3C} = \frac{m_{3C} \cdot g}{L_{3C}} = \frac{100 \cdot 9,81}{2} = \underline{490,5} \text{ [N.m}^{-1}] \quad (14)$$

m_{3C} – hmotnost celé sekce č. 3., $m_{3C} = 100$ [kg]

Modul průřezu v ohybu:

$$W_{o3} = \frac{M_{o3}}{\sigma_o} = \frac{68891,31}{526 \cdot 10^6} = \underline{1,3097 \cdot 10^{-4}} \text{ [m}^3] \quad (15)$$

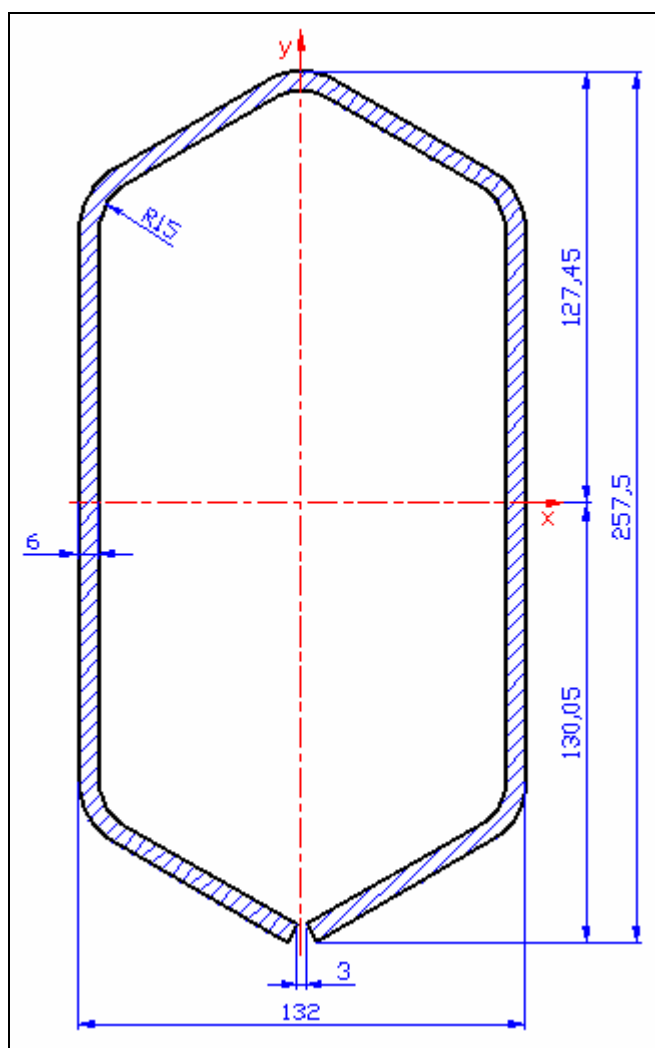
Hledaný potřebný moment setrvačnosti:

$$J_{x3} = W_{o3} \cdot \frac{h_3}{2} = 1,3097 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,2575}{2} = \underline{1,686 \cdot 10^{-5}} \text{ [m}^4] = \underline{16,863 \cdot 10^6} \text{ [mm}^4] \quad (16)$$

kde: h_3 – výška profilu sekce č. 3., $h_3 = 0,2575$ [m]

S ohledem na vypočtený potřebný moment setrvačnosti, nezbytné vůle mezi profily a vzhledem k tomu, že se jedná o nejvíce namáhanou část teleskopického výložníku, která mj. přenáší sílu od lámacího válce, volím šestiboký profil s následujícími parametry:

Tab. 4.4. Průřezové charakteristiky profilu sekce č. 3.			
Moment setrvačnosti k ose x	J_{x3}	$26,22 \cdot 10^6$	$[\text{mm}^4]$
Moment setrvačnosti k ose y	J_{y3}	$10,853 \cdot 10^6$	$[\text{mm}^4]$
Plocha průřezu	A_3	3850,342	$[\text{mm}^2]$
Poloměr kvadratického momentu průřezu	s_{c3}	127,45	$[\text{mm}]$
Poloměr kvadratického momentu průřezu	s_{t3}	130,05	$[\text{mm}]$

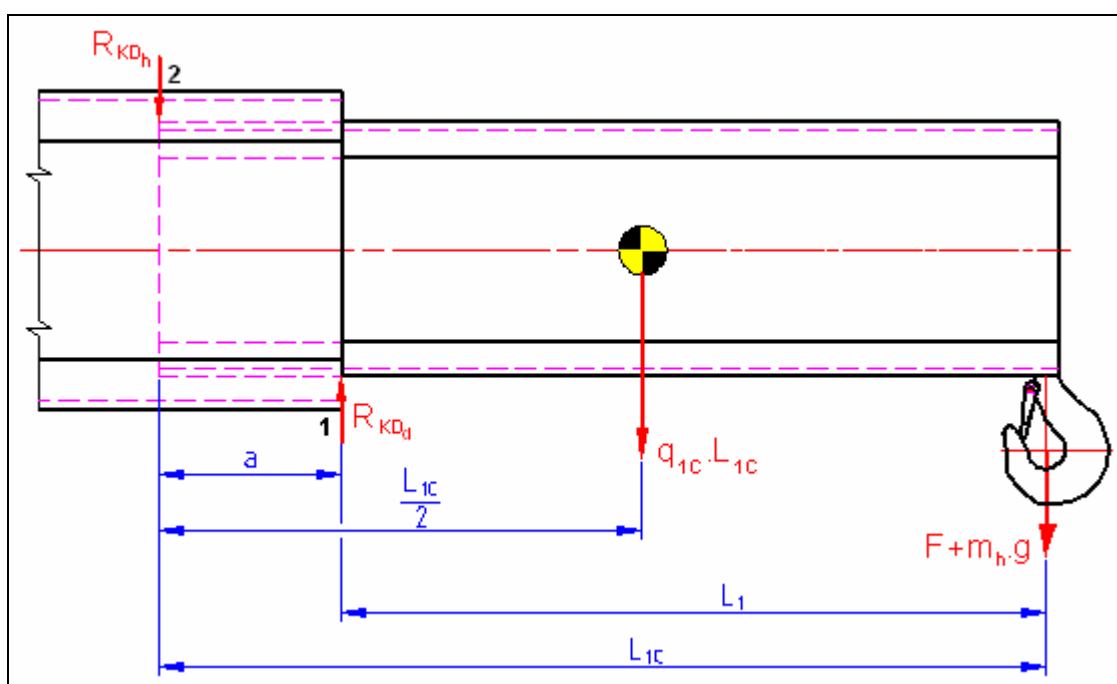


Obr. 4.7. Navržený šestiboký profil 3. sekce výložníku

Profil bude vyroben z plechu ohýbáním za studena dle požadovaných rozměrů a následně v horní části svařen dle [14].

4.1.4. Návrh kluzných desek

Použitím kluzných desek docílíme výrazného snížení součinitele tření mezi jednotlivými sekcemi výložníku a zamezíme tak jejich nežádoucímu otěru. Výrazné snížení třecí síly je rovněž výhodné z konstrukčního hlediska – při vysouvání jednotlivých sekcí s břemenem směrem vzhůru bude dominantní pouze sinová složka vlastní tíhy a tíhy břemene, a tudíž lze uvažovat použití přímočarých hydraulických motorů s menšími průměry pístů a pístnic, což vede ke snížení vlastní hmotnosti jeřábu.



Obr. 4.8. Silové působení reakcí při maximálním vysunutí sekce

Kluzné desky vně profilu

Z momentové rovnováhy k bodu 1 (působišti síly R_{KDd}) platí:

$$(F + m_h \cdot g) \cdot L_1 + q_{1C} \cdot L_{1C} \cdot \left(\frac{L_{1C}}{2} - a \right) = R_{KDh} \cdot a \quad (17)$$

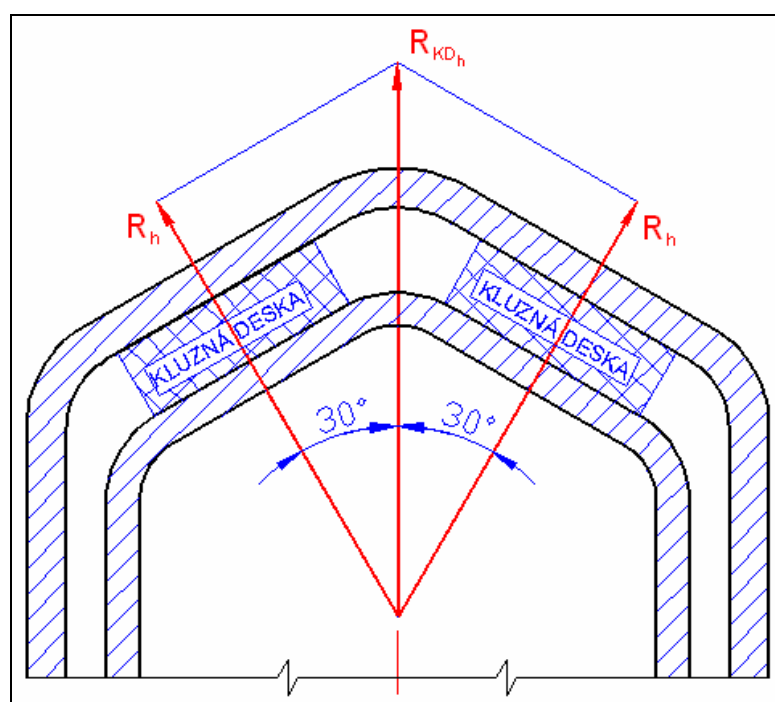
Úpravou vztahu (17) dostávám hledanou reakci R_{KDh} :

$$R_{KDh} = \frac{(F + m_h \cdot g) \cdot L_1 + q_{1C} \cdot L_{1C} \cdot \left(\frac{L_{1C}}{2} - a \right)}{a} \quad (18)$$

$$R_{KD_h} = \frac{(11112 + 15 \cdot 9,81) \cdot 1,855 + 286,13 \cdot 2,16 \cdot \left(\frac{2,16}{2} - 0,305 \right)}{0,305} \quad (19)$$

$$R_{KD_h} = \underline{70\,048,21 \text{ [N]}}$$

Tato síla však nepůsobí kolmo na jednotlivé plochy kluzných desek, nýbrž je výslednicí. Pro návrh plochy kluzných desek z dovoleného tlakového napětí je proto nezbytné udělat rozklad sil.



Obr. 4.9. Rozklad sil na plochy kluzných desek

Z obr. 4.9. je zřejmé, že velikost reakce R_h je dána vztahem:

$$R_h = \frac{R_{KD_h}}{2 \cdot \cos 30^\circ} = \frac{70048,21}{2 \cdot \cos 30^\circ} = \underline{40\,442,35 \text{ [N]}} \quad (20)$$

Dle [15] volím materiál kluzných desek TECAPET TF od firmy ENSINGER. Jedná se o polyethylenové kluzné desky s přídavkem PTFE. Tento materiál je výborně kluzný, otěru vzdorný a snadno obrobitelný. Snadná obrobitelnost je důležitý faktorem pro dosažení požadované přesnosti rozměrů. Udávaný součinitel smykového tření $f_{kv} = 0,1$ [-], dovolený tlak na plochu $\sigma_{KD} = 8,3$ [MPa].

Pro bezchybnou funkci kluzných desek musí platit:

$$\sigma_{KD} \geq \frac{R_h}{S_{KD_h}} \quad (21)$$

Minimální nutná plocha kluzné desky

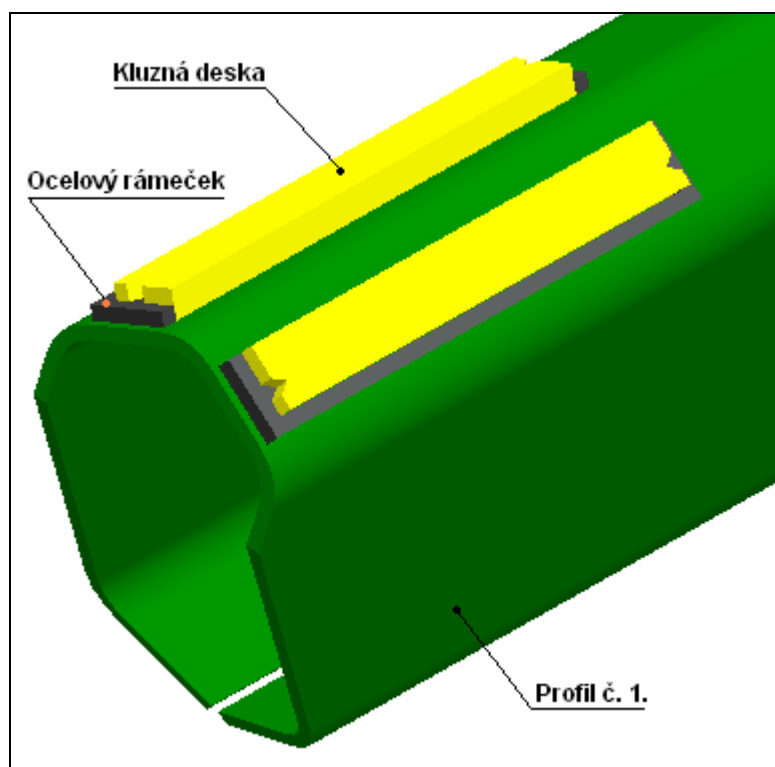
$$S_{KD_h} = \frac{R_h}{\sigma_{KD}} = \frac{40442,35}{8,3} \cong \underline{4\,873} \text{ [mm}^2\text{]} \quad (22)$$

S ohledem na geometrii profilu (zaoblení profilu) a s ohledem na uložení kluzné desky v rámečku volím šířku kluzné desky $b_{KD_h} = 22 \text{ [mm]}$.

Délka kluzné desky

$$l_{KD_h} = \frac{S_{KD_h}}{b_{KD_h}} = \frac{4873}{22} \cong \underline{221,5} \text{ [mm]} \quad (23)$$

Vzhledem k vypočtené délce kluzné desky l_{KD_h} a vzhledem k tomu, že vycházím z dovoleného napětí, které není zohledněno žádným koeficientem statické bezpečnosti, volím délku kluzné desky $l_{KD_h} = 225 \text{ [mm]}$.



Obr. 4.10. Uložení kluzných desek nahoře vně profilu

Návrh kluzných desek pro zbývající profily probíhá stejným způsobem.

Kluzné desky uvnitř profilu

Z momentové rovnováhy k bodu 2 (působišti síly R_{KD_h}) na obr. 4.8. platí:

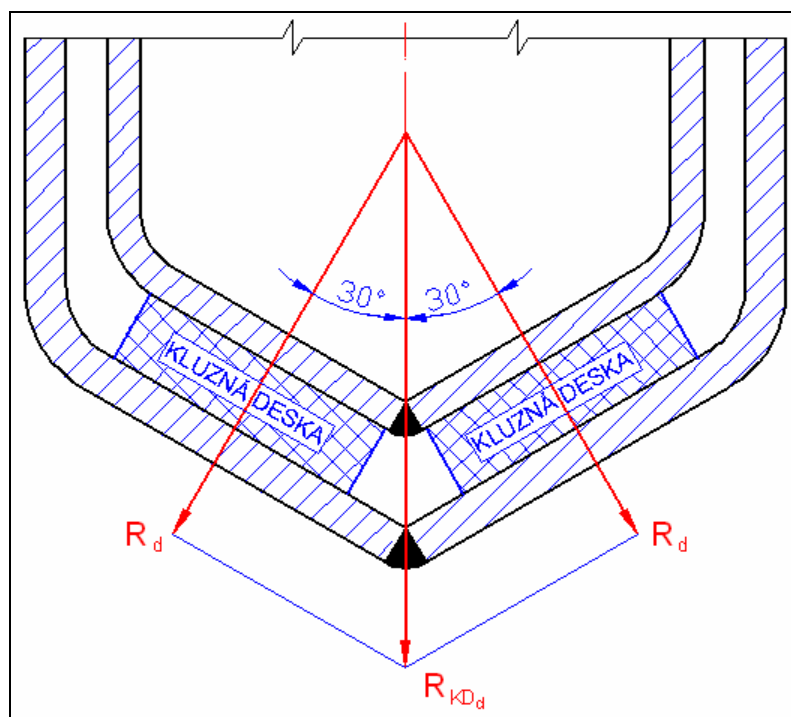
$$(F + m_h \cdot g) \cdot L_{1C} + q_{1C} \cdot \frac{L_{1C}^2}{2} = R_{KD_d} \cdot a \quad (24)$$

Vztah (24) upravím a dostávám hledanou reakci R_{KD_d} :

$$R_{KD_d} = \frac{(F + m_h \cdot g) \cdot L_{1C} + q_{1C} \cdot \frac{L_{1C}^2}{2}}{a} \quad (25)$$

$$R_{KD_d} = \frac{(11112 + 15 \cdot 9,81) \cdot 2,16 + 286,13 \cdot \frac{2,16^2}{2}}{0,305} = \underline{84\,114} \text{ [N]} \quad (26)$$

Tato síla je opět pouze výslednicí, pro určení jednotlivých (na plochu kluzných desek kolmých) složek je nutný rozklad sil.



Obr. 4.11. Rozklad sil na kluzné desky uvnitř profilu

Z obr. 4.11. je zřejmé, že:

$$R_d = \frac{R_{KD_d}}{2 \cdot \cos 30^\circ} = \frac{84114}{2 \cdot \cos 30^\circ} = \underline{48\,563,24} \text{ [N]} \quad (27)$$

Minimální nutná plocha kluzné desky

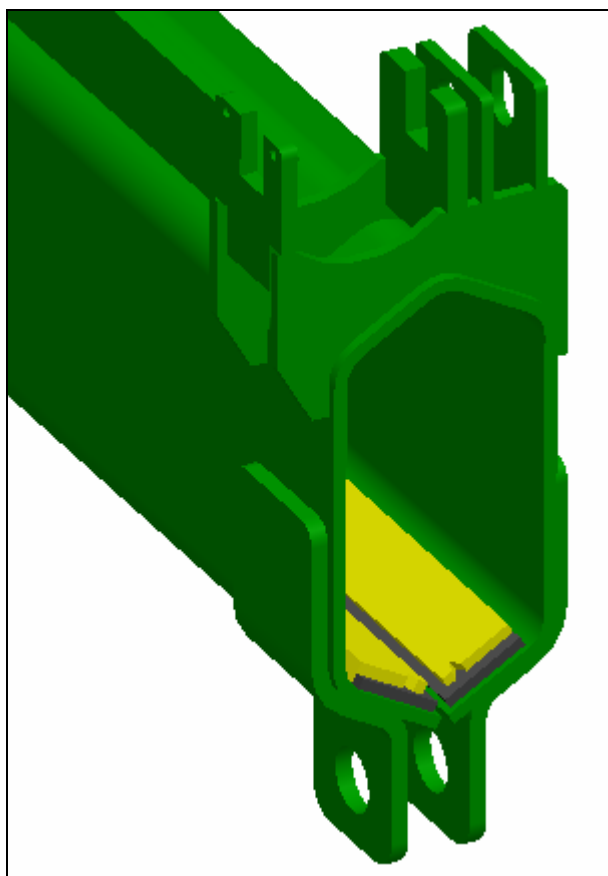
$$S_{KD_d} = \frac{R_d}{\sigma_{KD}} = \frac{48563,24}{8,3} = \underline{5851} \text{ [mm}^2\text{]} \quad (28)$$

S ohledem na geometrii profilu (zaoblení profilu) a s ohledem na uložení kluzné desky v rámečku volím šířku kluzné desky $b_{KD_d} = 37 \text{ [mm]}$.

Délka kluzné desky

$$l_{KD_d} = \frac{S_{KD_d}}{b_{KD_d}} = \frac{5851}{37} \cong \underline{158,15} \text{ [mm]} \quad (29)$$

Vzhledem k vypočtené délce kluzné desky l_{KD_d} a vzhledem k tomu, že vycházím z dovoleného napětí, které není zohledněno žádným koeficientem statické bezpečnosti, volím délku kluzné desky $l_{KD_d} = 160 \text{ [mm]}$.



Obr. 4.12. Uložení kluzných desek uvnitř profilu

Návrh kluzných desek pro zbývající profily probíhá stejným způsobem.

4.1.5. Kontrola teleskopického výložníku podle ČSN EN 12999

Cílem tohoto výpočtu je ověřit výpočtem dle ČSN EN 12999 mechanickou únosnost ocelové konstrukce výložníku při maximálním vyložení, tj. nejnepříznivějším stavu pro výložník, potažmo pro celý jeřáb.

Kontrola zvoleného materiálu

Poněvadž nejsou zvolené materiály WELDOX 700E, WELDOX 900E a ocel 15 230.7, resp. jejich vlastnosti uvedeny v normě [2], je zapotřebí zkontrolovat jejich vlastnosti podle kritérií, které klade norma na *jiné značky ocelí*.

V závislosti na minimální pevnosti f_u a tažnosti při přetržení δ_5 musí být splněna následující podmínka:

$$590 < f_u \quad \text{a} \quad \delta_5 \cdot f_u \geq 9800 \quad (30)$$

$$\text{WELDOX 700E} \quad 590 < 780 \quad \text{a} \quad 14 \cdot 780 = 10920 > 9800 \quad \dots \text{vyhovuje} \quad (31)$$

$$\text{WELDOX 900E} \quad 590 < 940 \quad \text{a} \quad 12 \cdot 940 = 11280 > 9800 \quad \dots \text{vyhovuje} \quad (32)$$

$$\text{Ocel 15 230.7} \quad 590 < 980 \quad \text{a} \quad 10 \cdot 980 = 9800 = 9800 \quad \dots \text{vyhovuje} \quad (33)$$

Je zřejmé, že zvolené materiály WELDOX a ocel 15 230.7 splňují podmínky kladené normou ČSN EN 12999 s vysokou bezpečností. Svými vlastnostmi koresponduje WELDOX 700E s ocelí S690QL a WELDOX 900E s ocelí S890QL.

Rozbor zatížení

Je nutné uvažovat tyto kombinace zatížení:

- zvedání a spouštění břemene bez účinku větru **A1** a s účinkem větru **B1**
- otáčení během zvedání nebo spouštění břemene bez účinku větru **A3** a s účinkem větru **B3**
- celkové břemeno kombinované mimořádným zatížením **C1**

Jednotlivá zatížení lze rozdělit na:

- **Pravidelná** A1, A3 (A2 se týká práce s drapákem)

Případ A1 zahrnuje dynamické efekty v důsledku vibrací aplikované na vlastní hmotnost jeřábu faktorem

$$\phi_1 = 1,1 [-]$$

a na hmotnost zátěže faktorem dle třídy zdvihu H1 a pro rychlost zdvihu $v_h \leq 1,5 \text{ [m.s}^{-1}\text{]}$

$$\phi_2 = 1,1 + 0,132 \cdot v_h = 1,1 + 0,132 \cdot 0,15 = 1,1 + 0,00198 = \underline{1,1198} [-] \quad (34)$$

kde: v_h – rychlost zvedání (spouštění) břemene, volím $v_h = 0,15 \text{ [m.s}^{-1}\text{]}$

Případ A3 zahrnuje horizontální síly vyvolané otáčením jeřábu. Síly jsou aplikovány v místě břemene.

$$F_h = \frac{M}{R} \cdot \phi_{sh} \quad (35)$$

kde: $\phi_{sh} = 1,05 [-]$ pro práci s hákem

M – celkový moment otáčení, předběžně volím

$$M \cong \frac{1}{10} \cdot M_{zvd} = \frac{1}{10} \cdot 80000 = \underline{8\,000} \text{ [N.m]} \quad (36)$$

R – rameno síly F_h v [m]

- **Příležitostná** B1 a B3 se liší od případu A pouze působením větru. Vzhledem ke štíhlosti konstrukce (obrysové ploše jeřábu) je přídatné namáhání od větru nižší než zvýšení dovoleného napětí pro případy A. Kombinace B lze proto zanedbat.

- **Mimořádná** – kombinace C1

tato situace uvažuje případ prasknutí hadice pod tlakem. Špička napětí do zahájení činnosti pojistných ventilů dosahuje 36 [MPa], což je 1,2 násobek pracovního tlaku. Na tento tlak ve válcích je pro tuto kombinaci zatížení přepočtena hmotnost břemene a následně provedena analýza napětí.

Analýza napětí

Pro účely tohoto výpočtu zavádím tato označení (symboly):

M_o	ohybový moment	F_p	smyková síla
F_v	vertikální síla	F_h	horizontální síla
M	krouticí moment	σ_o	ohybové napětí
τ	smykové napětí		

Kontrola průřezů

U průřezu teleskopického ramene způsobuje namáhání podle případu A1 a C3 napětí v ohybu a smyku, boční síla od otočného momentu v případě A3 přidává navíc ohyb a smyk v kolmém směru.

Profil č. 1.

Zobrazení profilu č. 1. je uvedeno na obr. 4.3. a statické charakteristiky profilu uvádím v tab. 4.2. Materiál profilu WELDOX 700E.

Vypočtená tíha břemene s hákem: 11 260 [N]

Vlastní tíha sekce č. 1.: 546 [N] (vypočteno v Pro/ENGINEER [2])

Případ A1

$$M_o = 11260 \cdot 1855 \cdot 1,1198 + 546 \cdot 1230 \cdot 1,1 = \underline{24\,128\,336,54} \text{ [N.mm]} \quad (37)$$

$$F_p = 11260 \cdot 1,1198 + 546 \cdot 1,1 = \underline{13\,209,55} \text{ [N]} \quad (38)$$

$$\sigma_{ol} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{J_{x1}}{h_1}} = \frac{M_o \cdot h_1}{J_{x1}} = \frac{24128336,54 \cdot 90}{7243000} = \underline{299,814} \text{ [MPa]} \quad (39)$$

$$\tau_1 = \frac{F_p}{A_1} = \frac{13209,55}{2197,237} = \underline{6,012} \text{ [MPa]} \quad (40)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{ol}^2 + 3 \cdot \tau_1^2} = \sqrt{299,814^2 + 3 \cdot 6,012^2} = \underline{299,995} \text{ [MPa]} \quad (41)$$

$$\text{Faktor bezpečnosti k mezi kluzu } \mu = \frac{f_y}{\sigma_{red}} = \frac{700}{299,995} = \underline{2,3 > 1,5} \dots \text{ vyhovuje} \quad (42)$$

Případ A3

$$F_v = 11260 + 546 = \underline{11\,806} \text{ [N]} \quad (43)$$

$$F_h = \frac{M}{R} \cdot \phi_{sh} = \frac{8000}{7,2} \cdot 1,05 = \underline{1\,166,67} \text{ [N]} \quad (44)$$

Vzhledem k tomu, že výše dvě uvedené síly jsou na sebe kolmé, jejich součet bude dán součtem algebraickým.

$$F_P = \sqrt{F_v^2 + F_h^2} = \sqrt{11806^2 + 1166,67^2} = \underline{11\,863,505} \text{ [N]} \quad (45)$$

$$M_{o1} = 11260 \cdot 1855 + 546 \cdot 1230 = \underline{21\,558\,880} \text{ [N.mm]} \quad (46)$$

$$M_{o2} = 1166,67 \cdot 1855 = \underline{2\,164\,172,85} \text{ [N.mm]} \quad (47)$$

$$\sigma_{x1} = \frac{21558880 \cdot 90}{7243000} = \underline{267,886} \text{ [MPa]} \quad (48)$$

$$\sigma_{y1} = \frac{2164172,85 \cdot 44}{2742000} = \underline{34,73} \text{ [MPa]} \quad (49)$$

$$\tau_1 = \frac{11863,505}{2197,237} = \underline{5,4} \text{ [MPa]} \quad (50)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{x1}^2 + \sigma_{y1}^2 - \sigma_{x1} \cdot \sigma_{y1} + 3 \cdot \tau^2} \quad (51)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{267,886^2 + 34,73^2 - 267,886 \cdot 34,73 + 3 \cdot 5,4^2} = \underline{252,5} \text{ [MPa]} \quad (52)$$

$$\text{Faktor bezpečnosti k mezi kluzu } \mu = \frac{f_y}{\sigma_{red}} = \frac{700}{252,5} = \underline{2,772} > \underline{1,5} \dots \text{vyhovuje} \quad (53)$$

Případ C1

Vypočtená tíha břemene s hákem: 13 447 [N] (vypočteno iterací v Mathcadu [3])

$$M_o = 13447 \cdot 1855 + 546 \cdot 1230 = \underline{25\,615\,765} \text{ [N.mm]} \quad (54)$$

$$F_P = 13447 + 546 = \underline{13\,993} \text{ [N]} \quad (55)$$

$$\sigma_{o1} = \frac{25615765 \cdot 90}{7243000} = \underline{318,3} \text{ [MPa]} \quad (56)$$

$$\tau = \frac{13993}{2197,237} = \underline{6,37} \text{ [MPa]} \quad (57)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{o1}^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{318,3^2 + 3 \cdot 6,37^2} = \underline{318,487} \text{ [MPa]} \quad (58)$$

$$\text{Faktor bezpečnosti k mezi kluzu } \mu = \frac{f_y}{\sigma_{red}} = \frac{700}{318,487} = \underline{2,1 > 1,25} \dots \text{vyhovuje (59)}$$

Profil č. 2.

Zobrazení profilu č. 2. je uvedeno na obr. 4.5. a statické charakteristiky profilu uvádím v tab. 4.3. Materiál profilu WELDOX 700E.

Vypočtená tíha břemene s hákem: 11 260 [N]

Vlastní tíha sekce č. 1.: 546 [N]

Vlastní tíha sekce č. 2.: 783 [N] (vypočteno v Pro/ENGINEER)

Případ A1

$$M_o = 11260 \cdot 3585 \cdot 1,1198 + 546 \cdot 2960 \cdot 1,1 + 783 \cdot 1132 \cdot 1,1 \quad (60)$$

$$M_o = \underline{47\,955\,846,18} \text{ [N.mm]} \quad (61)$$

$$F_p = 11260 \cdot 1,1198 + (546 + 783) \cdot 1,1 = \underline{14\,070,848} \text{ [N]} \quad (62)$$

$$\sigma_{o2} = \frac{M_o}{W_{o2}} = \frac{47955846,18 \cdot 109}{15572000} = \underline{335,678} \text{ [MPa]} \quad (64)$$

$$\tau_2 = \frac{F_p}{A_2} = \frac{14070,848}{3212,948} = \underline{4,38} \text{ [MPa]} \quad (65)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{o2}^2 + 3 \cdot \tau_2^2} = \sqrt{335,678^2 + 3 \cdot 4,38^2} = \underline{335,764} \text{ [MPa]} \quad (66)$$

$$\text{Faktor bezpečnosti k mezi kluzu } \mu = \frac{f_y}{\sigma_{red}} = \frac{700}{335,764} = \underline{2,08 > 1,5} \dots \text{vyhovuje (67)}$$

Případ A3

$$F_v = 11260 + 546 + 783 = \underline{12\,589} \text{ [N]} \quad (68)$$

$$F_h = \frac{M}{R} \cdot \phi_{sh} = \frac{8000}{7,2} \cdot 1,05 = \underline{1\,166,67} \text{ [N]} \quad (69)$$

$$F_p = \sqrt{F_v^2 + F_h^2} = \sqrt{12589^2 + 1166,67^2} = \underline{12\,642,45} \text{ [N]} \quad (70)$$

$$M_{o1} = 11260 \cdot 3585 + 546 \cdot 2960 + 783 \cdot 1132 = \underline{42\,869\,616} \text{ [N.mm]} \quad (71)$$

$$M_{o2} = 1166,67 \cdot 3585 = \underline{4\,182\,511,95} \text{ [N.mm]} \quad (72)$$

$$\sigma_{x2} = \frac{42869616 \cdot 109}{15572000} = \underline{300,08} \text{ [MPa]} \quad (73)$$

$$\sigma_{y2} = \frac{4182511,95 \cdot 54}{6028000} = \underline{37,47} \text{ [MPa]} \quad (74)$$

$$\tau = \frac{12642,45}{3212,948} = \underline{3,935} \text{ [MPa]} \quad (75)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{x2}^2 + \sigma_{y2}^2 - \sigma_{x2} \cdot \sigma_{y2} + 3 \cdot \tau^2} \quad (76)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{300,08^2 + 37,47^2 - 300,08 \cdot 37,47 + 3 \cdot 3,935^2} = \underline{283,292} \text{ [MPa]} \quad (77)$$

$$\text{Faktor bezpečnosti k mezi kluzu } \mu = \frac{f_y}{\sigma_{red}} = \frac{700}{283,292} = \underline{2,47 > 1,5} \dots \text{ vyhovuje} \quad (78)$$

Případ C1

Vypočtená tíha břemene s hákem: 13 447 [N]

$$M_o = 13447 \cdot 3585 + 546 \cdot 2960 + 783 \cdot 1132 = \underline{50\,710\,011} \text{ [N.mm]} \quad (79)$$

$$F_p = 13447 + 546 + 783 = \underline{14\,776} \text{ [N]} \quad (80)$$

$$\sigma_{o2} = \frac{50710011 \cdot 109}{15572000} = \underline{354,957} \text{ [MPa]} \quad (81)$$

$$\tau = \frac{14776}{3212,948} = \underline{4,6} \text{ [MPa]} \quad (82)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{o2}^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{354,957^2 + 3 \cdot 4,6^2} = \underline{355,05} \text{ [MPa]} \quad (83)$$

$$\text{Faktor bezpečnosti k mezi kluzu } \mu = \frac{f_y}{\sigma_{red}} = \frac{700}{355,05} = \underline{1,97 > 1,25} \dots \text{ vyhovuje} \quad (84)$$

Profil č. 3.

Zobrazení profilu č. 3. je uvedeno na obr. 4.7. a statické charakteristiky profilu uvádím v tab. 4.4. Materiál profilu WELDOX 700E.

Vypočtená tíha břemene s hákem: 11 260 [N]

Vlastní tíha sekce č. 1.: 546 [N]

Vlastní tíha sekce č. 2.: 783 [N]

Vlastní tíha sekce č. 3.: 944 [N] (vypočteno v Pro/ENGINEER)

Případ A1

$$M_o = 11260 \cdot 5109 \cdot 1,1198 + 546 \cdot 4525 \cdot 1,1 + 783 \cdot 2697 \cdot 1,1 + 944 \cdot 489 \cdot 1,1 \quad (85)$$

$$M_o = \underline{69\,967\,534,032} \text{ [N.mm]} \quad (86)$$

$$F_p = 11260 \cdot 1,1198 + (546 + 783 + 944) \cdot 1,1 = \underline{15\,109,25} \text{ [N]} \quad (87)$$

$$\sigma_{o3} = \frac{M_o}{W_{o3}} = \frac{69967534,032 \cdot 128,75}{26220000} = \underline{343,57} \text{ [MPa]} \quad (88)$$

$$\tau_3 = \frac{F_p}{A_3} = \frac{15109,25}{3850,342} = \underline{3,924} \text{ [MPa]} \quad (89)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{o3}^2 + 3 \cdot \tau_3^2} = \sqrt{343,57^2 + 3 \cdot 3,924^2} = \underline{343,634} \text{ [MPa]} \quad (90)$$

$$\text{Faktor bezpečnosti k mezi kluzu } \mu = \frac{f_y}{\sigma_{red}} = \frac{700}{343,634} = \underline{2,03 > 1,5} \dots \text{vyhovuje} \quad (91)$$

Případ A3

$$F_v = 11260 + 546 + 783 + 944 = \underline{13\,533} \text{ [N]} \quad (92)$$

$$F_h = \frac{M}{R} \cdot \phi_{sh} = \frac{8000}{7,2} \cdot 1,05 = \underline{1\,166,67} \text{ [N]} \quad (93)$$

$$F_p = \sqrt{F_v^2 + F_h^2} = \sqrt{13533^2 + 1166,67^2} = \underline{13\,583,196} \text{ [N]} \quad (94)$$

$$M_{o1} = 11260 \cdot 5109 + 546 \cdot 4525 + 783 \cdot 2697 + 944 \cdot 489 = \underline{62\,571\,357} \text{ [N.mm]} \quad (95)$$

$$M_{o2} = 1166,67 \cdot 5109 = \underline{5\,960\,517,03} \text{ [N.mm]} \quad (96)$$

$$\sigma_{x3} = \frac{62571357 \cdot 128,75}{26220000} = \underline{307,25} \text{ [MPa]} \quad (97)$$

$$\sigma_{y3} = \frac{5960517,03 \cdot 66}{10853000} = \underline{36,248} \text{ [MPa]} \quad (98)$$

$$\tau = \frac{13533}{3850,342} = \underline{3,52} \text{ [MPa]} \quad (99)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{x3}^2 + \sigma_{y3}^2 - \sigma_{x3} \cdot \sigma_{y3} + 3 \cdot \tau^2} \quad (100)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{307,25^2 + 36,248^2 - 307,25 \cdot 36,248 + 3 \cdot 3,52^2} = \underline{290,889} \text{ [MPa]} \quad (101)$$

$$\text{Faktor bezpečnosti k mezi kluzu } \mu = \frac{f_y}{\sigma_{red}} = \frac{700}{290,889} = \underline{2,4 > 1,5} \dots \text{vyhovuje} \quad (102)$$

Případ C1

Vypočtená tíha břemene s hákem: 13 447 [N]

$$M_o = 13447 \cdot 5109 + 546 \cdot 4525 + 783 \cdot 2697 + 944 \cdot 489 \quad (103)$$

$$M_o = \underline{73\,774\,740} \text{ [N.mm]} \quad (104)$$

$$F_p = 13447 + 546 + 783 + 944 = \underline{15\,720} \text{ [N]} \quad (105)$$

$$\sigma_{o3} = \frac{73744740 \cdot 128,75}{26220000} = \underline{362,114} \text{ [MPa]} \quad (106)$$

$$\tau = \frac{15720}{3850,342} = \underline{4,083} \text{ [MPa]} \quad (107)$$

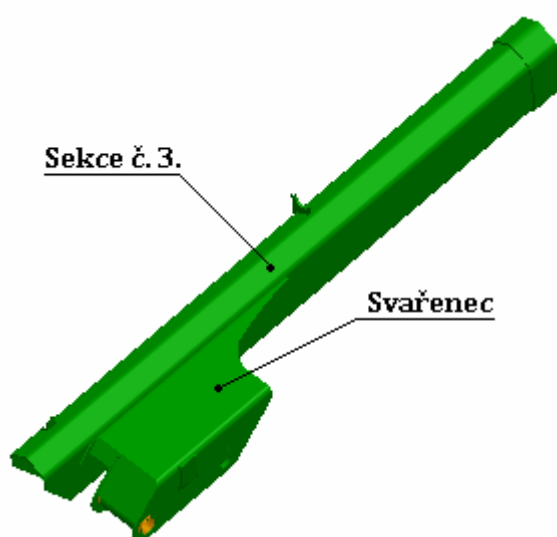
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{o3}^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{362,114^2 + 3 \cdot 4,083^2} = \underline{362,183} \text{ [MPa]} \quad (108)$$

$$\text{Faktor bezpečnosti k mezi kluzu } \mu = \frac{f_y}{\sigma_{red}} = \frac{700}{362,183} = \underline{1,9 > 1,25} \dots \text{vyhovuje} \quad (109)$$

V žádném z průřezů nebylo překročeno dovolené napětí, jednotlivé profily teleskopického výložníku pevnostně vyhovují.

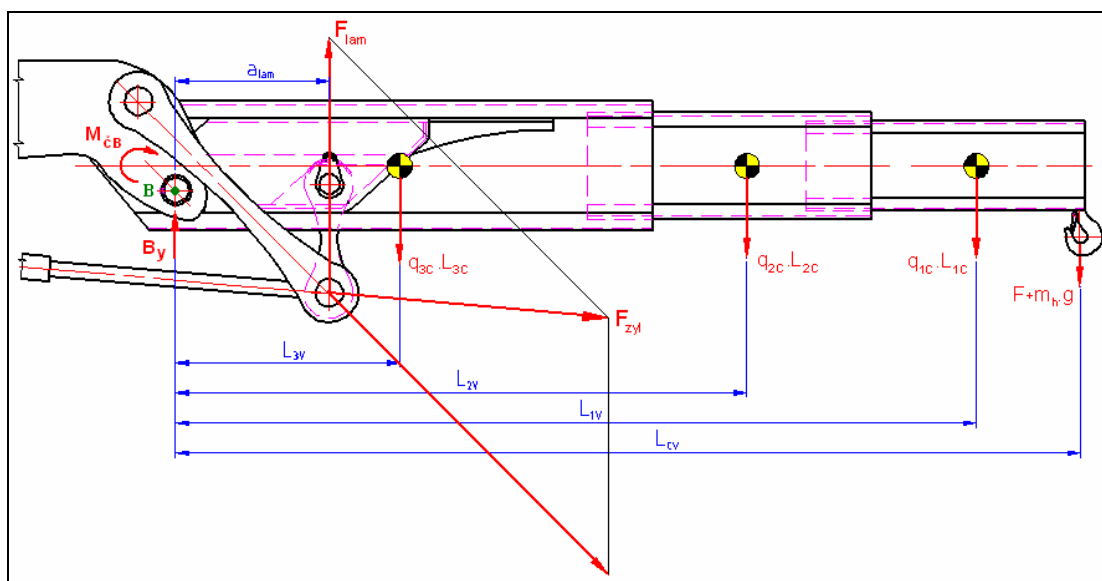
4.1.6. Lámací rameno

Lámací rameno část výložníku, která zachycuje a přenáší sílu od lámacího válce F_{lam} a umožňuje tak naklápění výložníku. Rameno je tvořeno sekčí č. 3. a svařencem, jehož prostřednictvím dochází ke zvedání celého ramene, a tudíž i výložníku.



Obr. 4.13. Lámací rameno

Je zřejmé, že se jedná o vysoce namáhanou část teleskopického výložníku, je proto vhodné ověřit pevnost jak svarového spojení, tak svařence samotného.



Obr. 4.14. Silové působení na lámací rameno

Rovnováha sil k čepu **B** na obr. 4.14. uvedeném na předchozí straně

$$F_{lam} \cdot a_{lam} = M_{\epsilon B} + q_{3C} \cdot L_{3C} \cdot L_{3V} + q_{2C} \cdot L_{2C} \cdot L_{2V} + q_{1C} \cdot L_{1C} \cdot L_{1V} + (F + m_h \cdot g) \cdot L_{CV} \quad (110)$$

Hledaná zatěžující síla vyvozená lámacím hydraulickým válcem

$$F_{lam} = \frac{M_{\epsilon B} + q_{3C} \cdot L_{3C} \cdot L_{3V} + q_{2C} \cdot L_{2C} \cdot L_{2V} + q_{1C} \cdot L_{1C} \cdot L_{1V} + (F + m_h \cdot g) \cdot L_{CV}}{a_{lam}} \quad (111)$$

$$F_{lam} = \frac{416,67 + 490,5 \cdot 2 \cdot 0,665 + 401 \cdot 2,08 \cdot 2,73 + 286,13 \cdot 2,16 \cdot 4,495}{0,3} + \frac{(11112 + 15 \cdot 9,81) \cdot 5,409}{0,3} \quad (112)$$

$$F_{lam} = \underline{223\,416,4} \text{ [N]}$$

Reakční, vertikální sílu B_y zatěžující čep B zjistím momentovou rovnováhou k působišti síly F_{lam} na obr. 4.14.

$$B_y = \frac{q_{3C} \cdot L_{3C} \cdot (L_{3V} - a_{lam}) + q_{2C} \cdot L_{2C} \cdot (L_{2V} - a_{lam}) + q_{1C} \cdot L_{1C} \cdot (L_{1V} - a_{lam})}{a_{lam}} + \frac{(F + m_h \cdot g) \cdot (L_{CV} - a_{lam})}{a_{lam}} \quad (113)$$

$$B_y = \frac{490,5 \cdot 2 \cdot 0,365 + 401 \cdot 2,08 \cdot 2,43 + 286,13 \cdot 2,16 \cdot 4,195}{0,3} + \frac{(11112 + 15 \cdot 9,81) \cdot 5,109}{0,3} \quad (114)$$

$$B_y \cong \underline{208\,335,2} \text{ [N]}$$

kde: a_{lam} - rameno síly F_{lam} zvedající teleskopický výložník,
 $a_{lam} = 0,3 \text{ [m]}$

$M_{\epsilon B}$ - moment čepového tření v čepu B v uvedené poloze výložníku,

$$M_{\epsilon B} = B_y \cdot \frac{d_{\epsilon B}}{2} \cdot f_{\epsilon B} = 208335,2 \cdot \frac{0,05}{2} \cdot 0,08 = \underline{416,67} \text{ [N.m]} \quad (115)$$

B_y - reakční síla zatěžující čep B, $B_y = 208\,335,2 \text{ [N]}$

$d_{\epsilon B}$ - průměr čepu B, $d_{\epsilon B} = 0,05 \text{ [m]}$

$f_{\epsilon B}$ - součinitel čepového tření, volím $f_{\epsilon B} = 0,08$ [-]

L_{3V} - vodorovná vzdálenost mezi těžištěm sekce č. 3. a čepem B,
 $L_{3V} = 0,665$ [m]

L_{2V} - vodorovná vzdálenost mezi těžištěm sekce č. 2. a čepem B,
 $L_{2V} = 2,73$ [m]

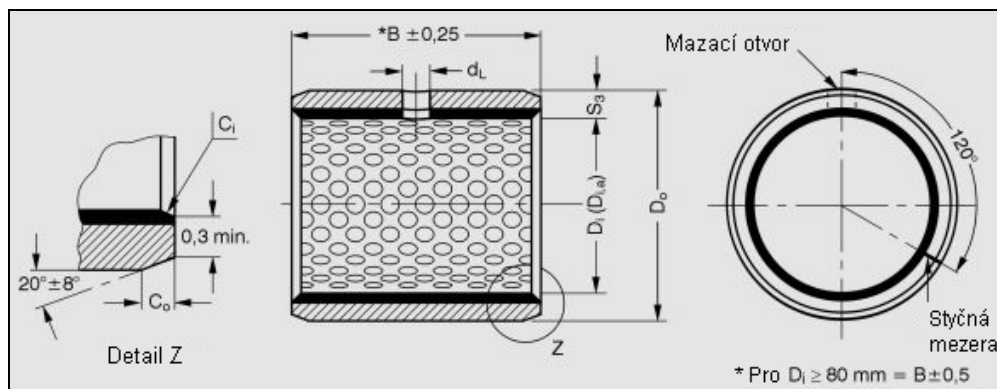
L_{1V} - vodorovná vzdálenost mezi těžištěm sekce č. 1. a čepem B,
 $L_{1V} = 4,495$ [m]

L_{CV} - vodorovná vzdálenost mezi svislou osou háku břemene a
čepem B, $L_{CV} = 5,409$ [m]

Pozn.: Výše uvedená rovnováha sil je počítána k horizontální poloze výložníku, což je
nejnepříznivější stav pro teleskopický výložník vybavený pákovým lámacím
mechanismem.

Kontrola uložení čepu B

Zvolená ložiska – z katalogu firmy Glacier Garlock Bearing - PM 5060DX [16]
materiál DX, dovolené statické zatížení $P = 140$ [MPa]



Obr. 4.15. Zvolené kluzné ložisko v pohledech

Kód ložiska	Di (mm)	Do (mm)	B (mm)	Toler. díry	Toler. čepu	Di,a max pro H7 (mm)	Di,a min pro H7 (mm)	Ø dL (mm)
PM5060DX	50	55	60	H7	h8	50.2	50.08	8

Tab. 4.5. Tabulka rozměrů zvoleného kluzného ložiska GGB 5060DX

Ložisko zachycuje radiální a axiální síly přenášené prostřednictvím čepu. V tomto případě bude radiální silou síla B_y a axiální silou bude síla boční (smyková), získaná z výpočtu teleskopického výložníku dle ČSN EN 12999 uvedeném v předchozí kapitole, vztah (105).

Výslednice zatěžující čep B bude dána algebraickým součtem

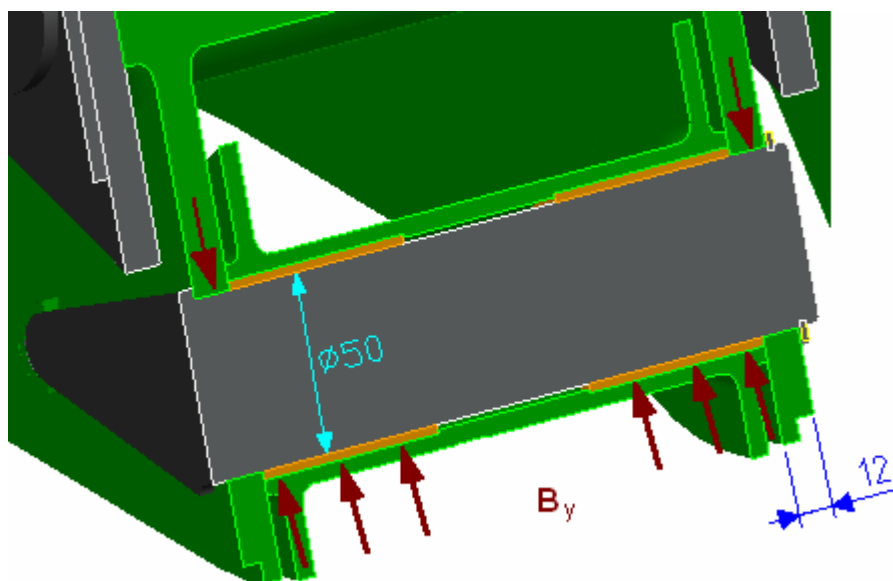
$$B_C = \sqrt{B_y^2 + F_P^2} = \sqrt{208335,2^2 + 15720^2} = \underline{208\,927,437 \text{ [N]}} \quad (116)$$

Namáhání ložiska

Předpokládám, že zatížení nese jen polovina ložiska.

$$\sigma_{loz} = \frac{B_C}{D_i \cdot B} = \frac{208927,437}{50 \cdot 60} = \underline{69,642 < 140 \text{ [MPa]}} \quad \dots \text{ vyhovuje} \quad (117)$$

Kontrola čepu B na stříh a ohyb



Obr. 4.16. Zatížení čepu B

Čep je vyroben z oceli 15 230.7 s $f_y = 835 \text{ [MPa]}$, pro uložení v kluzných ložiskách je vyroben s tolerancí h7. Vzhledem k tomu, že je čep uložen v ložiskách v tlustostěnné trubce, je namáhán více na stříh než na ohyb. Namáhání stříhem je mnohem více nebezpečné než namáhání ohybem.

$$\tau = \frac{B_C}{2 \cdot S_{\varepsilon B}} = \frac{B_C}{2 \cdot \frac{\pi \cdot D_i^2}{4}} = \frac{208927,437}{\frac{3,14 \cdot 50^2}{2}} = \underline{53,2} \text{ [MPa]} \quad (118)$$

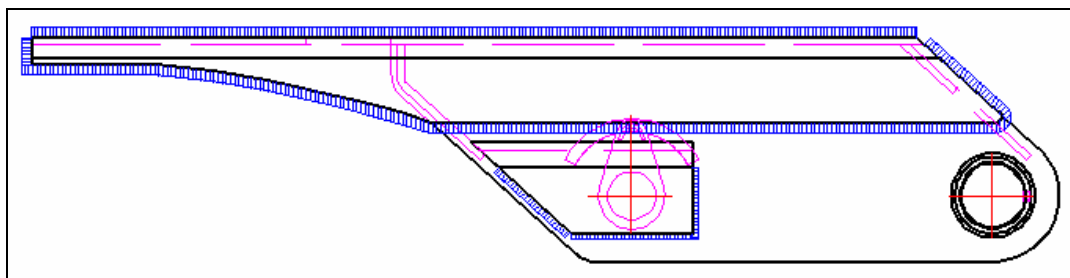
$$\sigma = \frac{\frac{B_C}{2} \cdot 6}{\pi \cdot D_i^3} = \frac{B_C \cdot 96}{\pi \cdot D_i^3} = \frac{208927,437 \cdot 96}{3,14 \cdot 50^3} = \underline{50,848} \text{ [MPa]} \quad (119)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 2 \cdot \tau^2} = \sqrt{50,848^2 + 2 \cdot 53,2^2} = \underline{90,807} \text{ [MPa]} \quad (120)$$

Faktor bezpečnosti k mezi kluzu: $\mu = \frac{f_y}{\sigma_{red}} = \frac{835}{90,807} = \underline{9,19} \gg 1,5 \dots$ vyhovuje

Kontrola svarového spojení svařence s lámacím ramenem

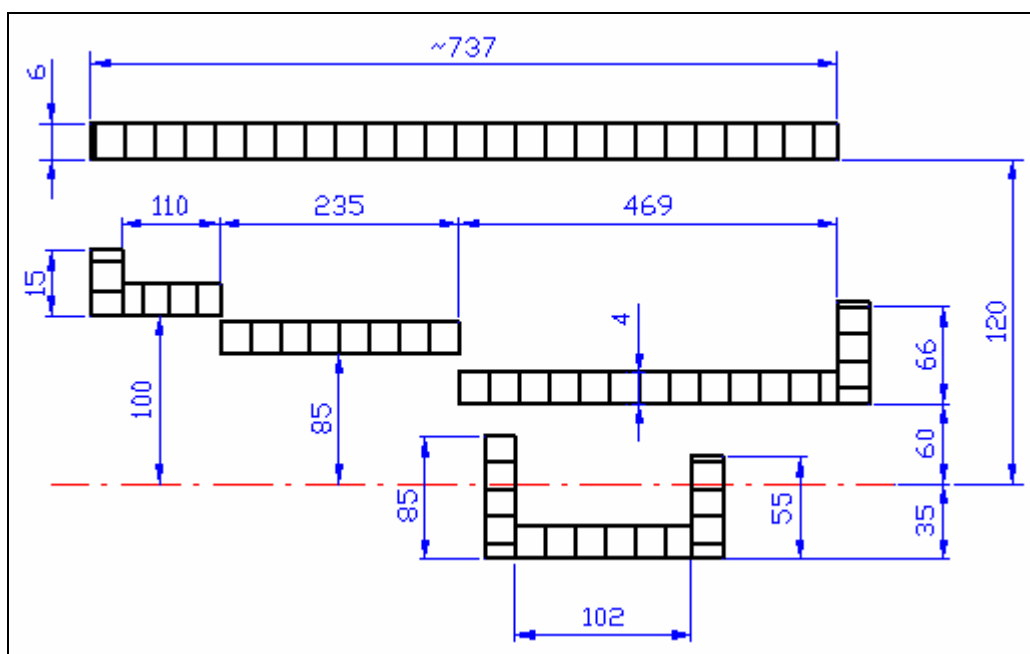
Jak již bylo uvedeno, svařenec je spojen se sekci č. 3. nerozebíratelným svarovým spojením. Připojení svařence k profilu bude realizováno metodou 135 tak, jak je uvedeno níže na obr. 4.17. Pro materiál WELDOX volím dle [17] přídatný materiál OK Autrod 12.51 od firmy ESAB. Tento poměděný drát je vhodný pro všechny polohy svařování v ochranných atmosférách plynů Ar/20CO₂ nebo v čistém CO₂. Lze s ním svařovat jak WELDOX 700E, tak WELDOX 900E. Mez kluzu přídatného materiálu $R_{ew} = 445$ [MPa], mez pevnosti $R_{mw} = 540$ [MPa].



Obr. 4.17. Umístění svarů na svařenci (svary vyznačeny modrou barvou)

S ohledem na předpokládaný, z hlediska výpočtu velmi složitý tvar svarové housenky, volím následující zjednodušení – rozvinutí svarové housenky do pravidelných geometrických tvarů v horizontálním a vertikálním uspořádání.

Po sklopení do roviny připojení a aplikaci výše uvedeného zjednodušení dostáváme zjednodušený svarový obrazec spoje.



Obr. 4.18. Zjednodušený svarový obrazec (bez měřítka)

Modul průřezu svarového obrazce W_{SW} bude dán součinem plochy svaru a poloměrem setrvačnosti (svislou vzdáleností k vodorovné ose svarové plochy) k tzv. centrální ose. Velikost svaru dle obr. $a_{SW} = 4$ [mm] a $b_{SW} = 6$ [mm].

$$W_{SW} = \sum_{i=1}^n A_{SW_i} \cdot y_{ZT_i} = 15 \cdot 4 \cdot 107,5 + 110 \cdot 4 \cdot 102 + 235 \cdot 4 \cdot 87 + 469 \cdot 4 \cdot 62 +$$

$$+ 66 \cdot 4 \cdot 93 + \frac{85^2 \cdot 4}{6} + 102 \cdot 4 \cdot 33 + \frac{55^2 \cdot 4}{6} + 737 \cdot 6 \cdot 120$$
(121)

$$W_{SW} = \underline{824\,911,33} \text{ [mm}^3\text{]}$$

Svarové spojení svařence s lámacím ramenem je namáháno ohybovým normálovým napětím vyvozeným silou F_{lam} . Vzhledem k tomu, že je svařenec nosnou částí, uvedu rovnou výpočet pro nejnepříznivější stav tj. případ C1. Velikost síly F_{lam} pro případ C1 je dle iterace v Mathcadu $F_{lam} \cong 265\,700$ [N]. Dále je spojení namáháno smykovou (boční) silou $F_p = 15\,720$ [N], viz vztah (105).

Ohyb od síly F_{lam}

$$\sigma_{SW_{\perp}} = \frac{F_{lam_{C1}} \cdot r_{lam}}{W_{SW}} = \frac{265700 \cdot 235}{824911,33} \cong \underline{75,69} \text{ [MPa]} \quad (122)$$

kde: r_{lam} - rameno síly F_{lam} působící na konstrukci svařence (viz obr. 4.20.),
 $r_{lam} = 235 \text{ [mm]}$

Ohyb od síly F_h vyvolaný otáčením jeřábu (viz vztahy (93) a (96))

$$\sigma_{SW_{\parallel}} = \frac{F_h \cdot 5109}{W_{SW}} = \frac{1166,67 \cdot 5109}{824911,33} = \underline{7,23} \text{ [MPa]} \quad (123)$$

Smyk od síly F_p

$$\tau_{SW} = \frac{F_p}{A_{SW}} = \frac{15720}{8970} = \underline{1,753} \text{ [MPa]} \quad (124)$$

Redukované ve svarovém spoji

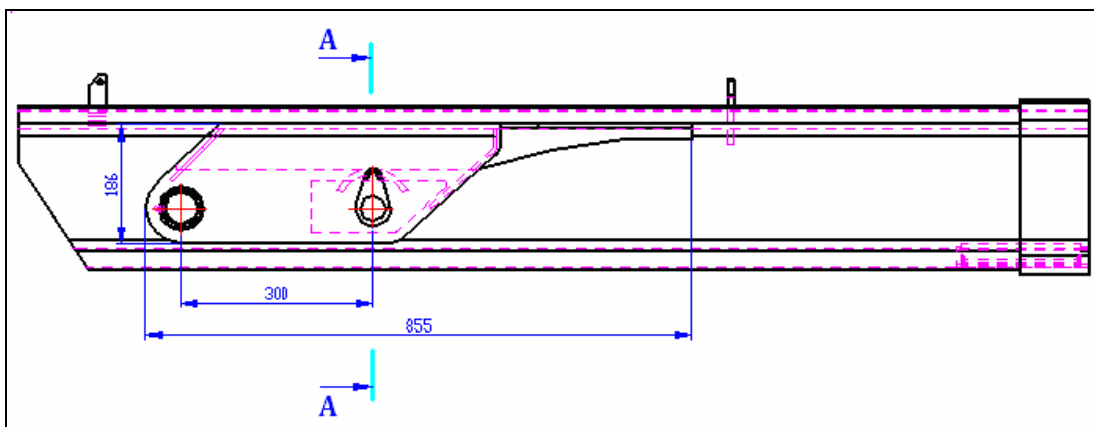
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{SW_{\perp}}^2 + \sigma_{SW_{\parallel}}^2 - \sigma_{SW_{\perp}} \cdot \sigma_{SW_{\parallel}} + 2 \cdot \tau_{SW}^2} \quad (125)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{75,69^2 + 7,23^2 - 75,69 \cdot 7,23 + 2 \cdot 1,753^2} \quad (126)$$

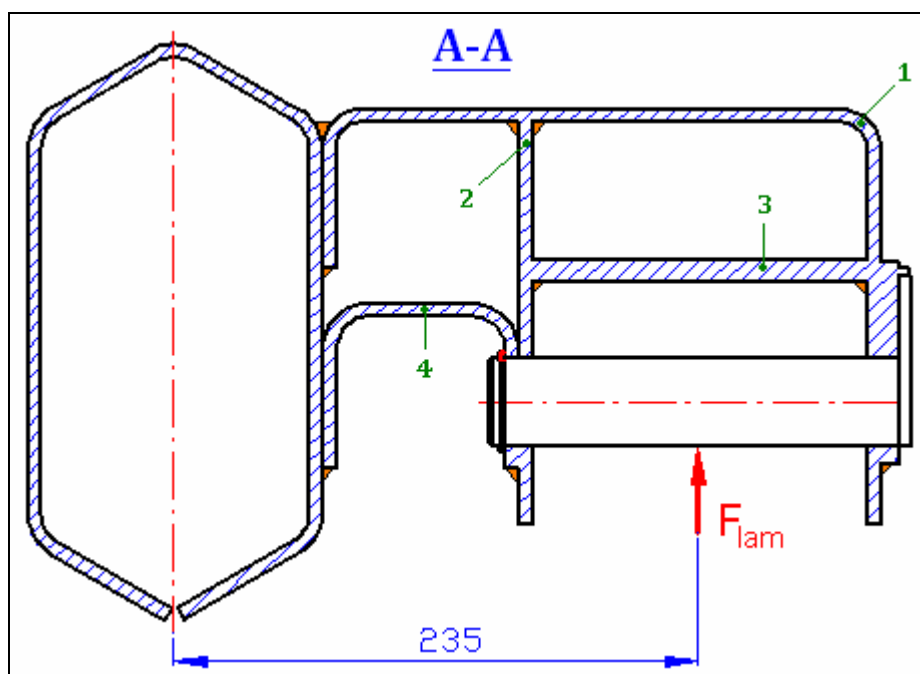
$$\sigma_{red} = \underline{72,391} \text{ [MPa]}$$

$$\text{Faktor bezpečnosti k mezi kluzu: } \mu = \frac{R_{ew}}{\sigma_{red}} = \frac{445}{72,391} = \underline{6,147} > \underline{1,25} \quad (127)$$

Je zřejmé, že svarové spojení vyhovuje s téměř pětinasobnou bezpečností i pro mimořádná zatížení vyvolaná případem C1.



Obr. 4.19. Hlavní rozměry svařence

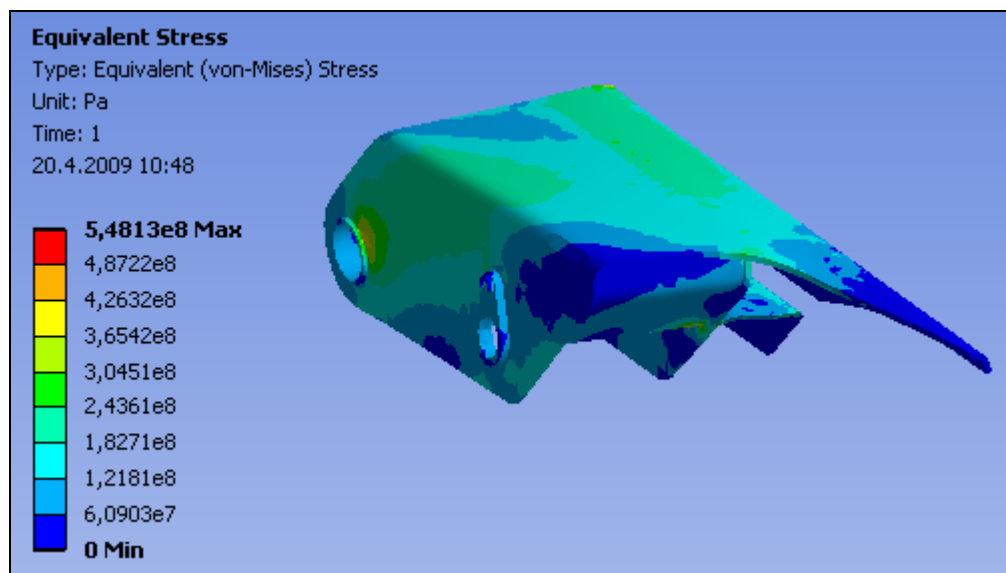


Obr. 4.20. Řez svařencem v místě připojení lámacího hydraulického válce

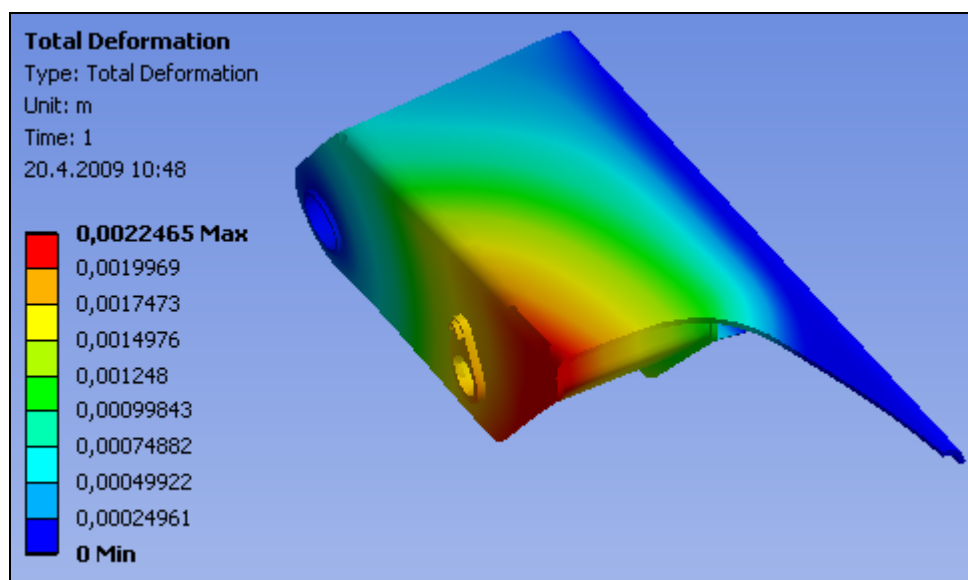
Základem svařence je plech **1** ohýbaný to tzv. U profilu. K němu je následně **přivařena** levá boční část **2**. Svařenec je dále zesílen bezešvou ocelovou trubkou **3** TR $\Phi 127 \times 10$ a spodní uchycení k profilu č. 3. zajišťuje ohýbaný plech **4**. Materiálem svařence je WELDOX 900E, použitý drát OK Autrod 12.51.

Kontrola svařence metodou konečných prvků

Za účelem pevnostní kontroly svařence byly zanedbány některá zaoblení a dílčí konstrukční úpravy (otvor pro maznici včetně závitů). Výpočet MKP je proveden v programu ANSYS Workbench [4]. Byly zjištěny následující výsledky.



Obr. 4.21. Průběh napětí ve svařenci



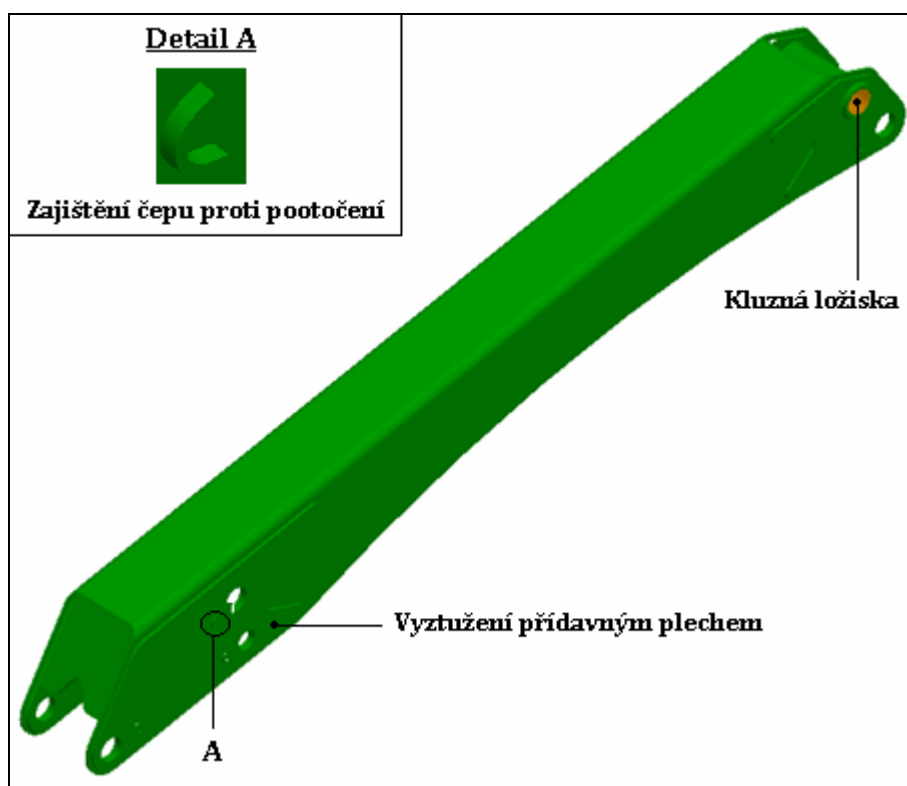
Obr. 4.22. Průběh deformace ve svařenci

Z výše uvedených obr. je zřejmé, že konstrukce svařence pevnostně vyhovuje.

4.2. ZVEDACÍ RAMENO

4.2.1. Návrh profilu

Zvedací rameno je jednou z hlavních částí nakládacího jeřábu, která je zvedána, a tudíž zatěžována silou F_{zv} od zvedacího hydraulického válce a zároveň zachycuje osovou sílu F_{zvl} od lámacího hydraulického válce, který zvedá rameno lámací, potažmo celý teleskopický výložník. Zvedací rameno je spojeno s lámacím ramenem čepovým spojením, stejně tak je spojeno se sloupem.



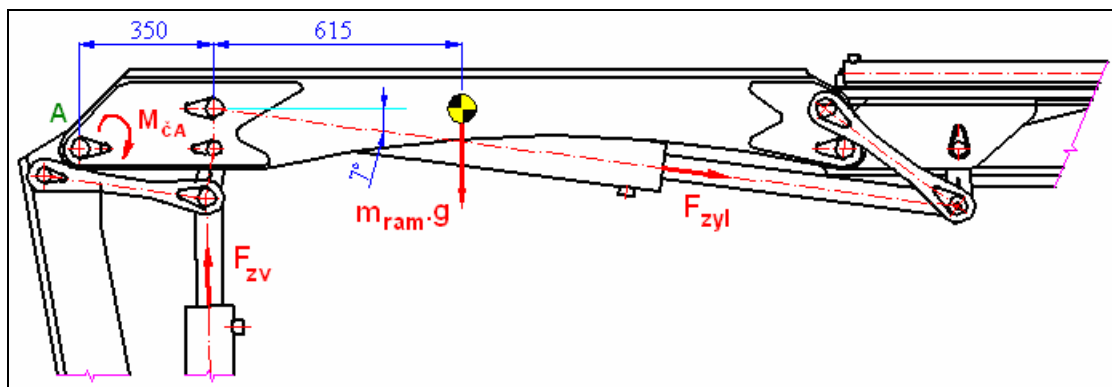
Obr. 4.23. Zvedací rameno

Základem ramene je do U tvaru ohýbaný plech tloušťky $t_{zv} = 6$ [mm], který je na straně připojení klámacímu rameni vyztužen trubkou z oceli 15 230.7, soustruženou na požadované rozměry a drsnost, do níž budou lehce nalisována kluzná ložiska.

Vzhledem k vysokému namáhání je rameno v místech čepových spojení vyztuženo přidavným plechem a to jak z vnější, tak z vnitřní strany. Materiálem ramene je WELDOX 700E, použitý svařovací drát OK Autrod 12.51.

4.2.2. Balance sil na zvedacím rameni

Lámací rameno pracuje převážně s postavením zvedacího ramene nad 45° . Tento stav však není z hlediska namáhání stavem nejnepříznivějším. Je tedy zapotřebí najít pro zvedací rameno ten nejnepříznivější stav.



Obr. 4.24. Balance sil na zvedacím rameni

Jedná se o stav, kdy je zvedací rameno rovnoběžné s vodorovnou rovinou a teleskopický výložník je plně vysunut. Na konci teleskopického výložníku, resp. na jeho háku, je zavěšeno břemeno jmenovité nosnosti.

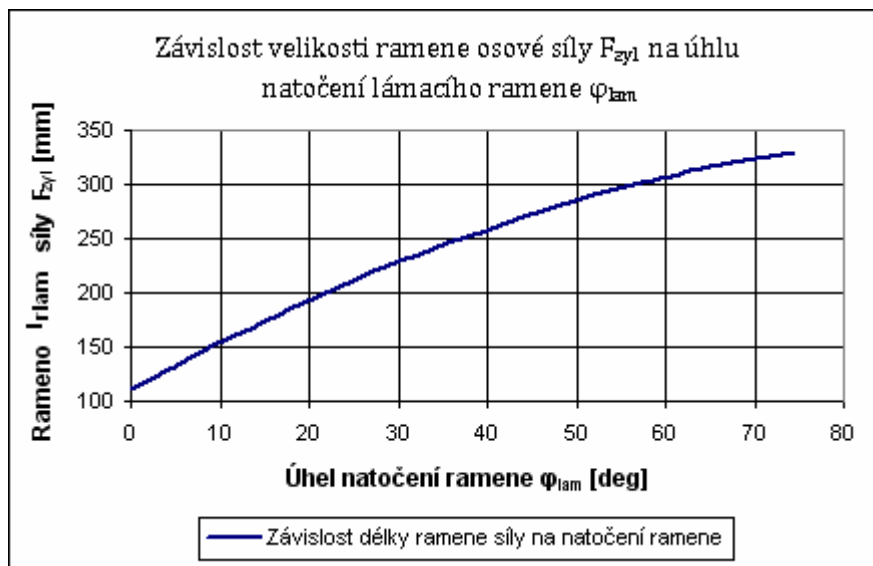
Je zřejmé, že lámací válec vyvíjí maximální sílu F_{zyl} , kterou přenáší prostřednictvím čepového spoje na zvedací rameno, které je dále zatěžováno maximální silou F_{zv} od zvedacího hydraulického válce.

Při zvedání musí tedy zvedací hydraulický válec překonat také působení vlastní tíhy zvedacího ramene a rovněž odpor vyplývající z čepového tření.

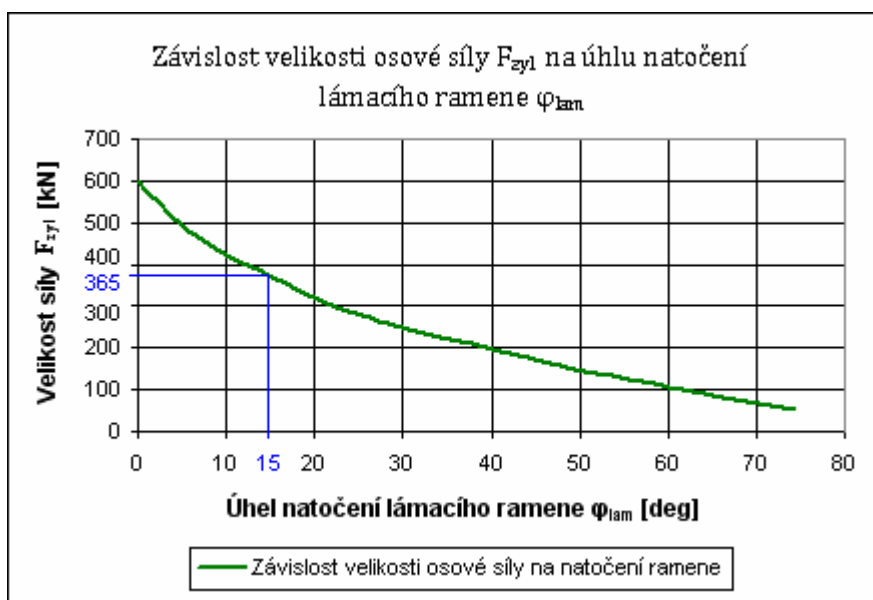
Vzhledem k velmi malému úhlu natočení zvedacího hydraulického válce tento úhel pro potřeby výpočtu zanedbávám.

4.2.3. Návrh lámacího přímočarého hydraulického motoru

Z obr. 4.14. – silové působení na lámací rameno je zřejmé, že ani osová síla F_{zyl} vyvíjena lámacím hydraulickým válcem, ani síla F_{lam} nejsou pro všechny polohy ramene a výložníku konstantní. Zmíněné síly jsou v funkci úhlu natočení zvedacího a zejména lámacího ramene. Potřebnou plochu pístu hydraulického motoru tedy navrhnu na sílu F_{lam} v nejnevýhodnější poloze výložníku i ramene.



Obr. 4.25. Velikost ramene síly F_{zyl} při různém úhlu natočení lámacího ramene

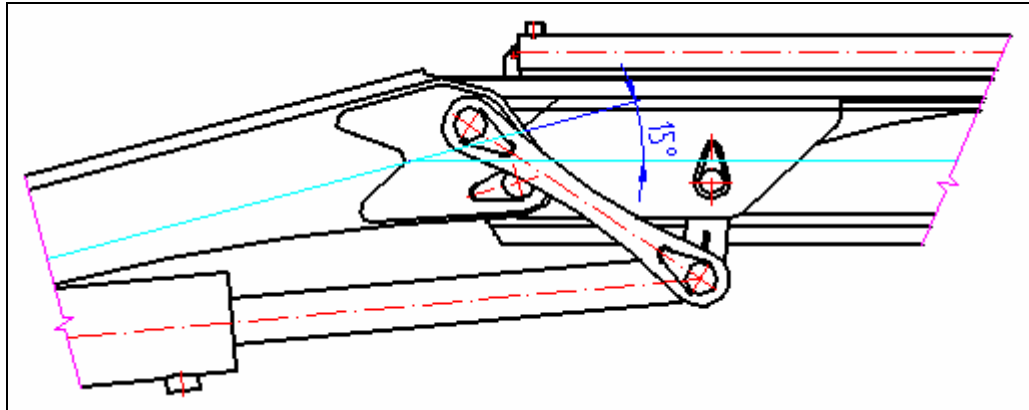


Obr. 4.26. Velikost síly F_{zyl} při různém úhlu natočení lámacího ramene

Pozn.: Úhel φ_{lam} je zde uvažován jako úhel mezi středními rovinami zvedacího a lámacího ramene (viz obr. 4.27. na následující straně).

Z výše uvedených obr. je zřejmé, že není jednak energeticky, jednak konstrukčně výhodné, aby byly střední roviny ramen totožné. Proto volím hydraulický válec, který při *maximálním zatížení* při výše uvedeném nejnepríznivějším stavu natočí lámací rameno tak, že mezi střední rovinou lámacího a zvedacího ramene bude úhel $\varphi_{lam} = 15$ [deg], jemuž odpovídá velikost

ramene $l_{lam} = 174,53$ [mm] a zatěžující max. síla $F_{zyl} = 365\,273$ [N]. Při jiném než maximálním zatížení již bude úhel $\varphi_{lam} = 0$ [deg]. Z této situace vyplývá nutnost řízení výkonu lámacího hydraulického válce.



Obr. 4.27. Limitní úhel φ_{lam} (pouze při max. zatížení v nejnepříznivějším stavu)

Z Pascalova zákona

$$p_{lam} = \frac{F_{zyl}}{S_{lam}} \quad (128)$$

Minimální potřebná plocha pístu

$$S_{lam} = \frac{F_{zyl}}{p_{lam}} = \frac{365273}{30} = \underline{12\,175,77} \text{ [mm}^2\text{]} \quad (129)$$

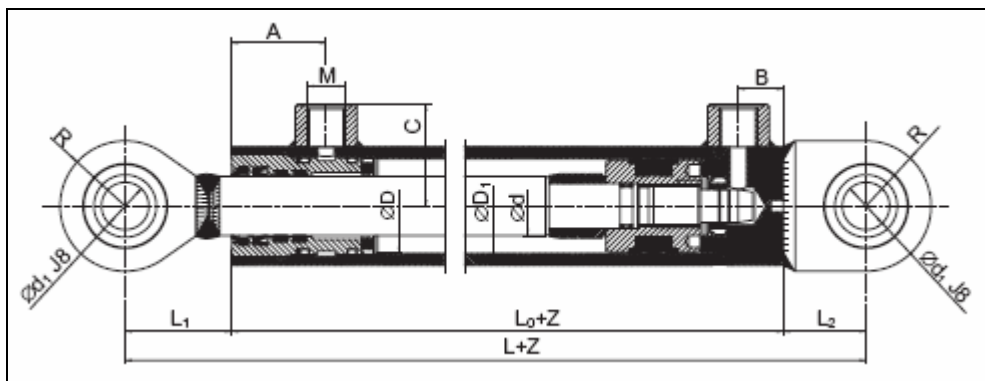
Potřebný minimální průměr pístu

$$D_{lam} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{lam}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 12175,77}{3,14}} \cong \underline{124,5} \text{ [mm]} \quad (130)$$

p_{lam} – max. pracovní tlak lámacího hydromotoru, volím $p_{lam} = 30$ [MPa]

Dle [9] volím přímočarý hydraulický motor s průměrem pístu $D_{lam} = 125$ [mm], jehož základ tvoří typizovaný motor Z2HT s následujícími rozměry a parametry:

Pozn.: Při spouštění břemene je využíváno jednak vlastní tíhy břemene, jednak tlakové energie kapaliny přiváděné na „mezikruží“.



Obr. 4.28. Zvolený přímočarý hydromotor (ilustrační obr.) [9]

ØD	Ød	ØD ₁	Ød ₁	L	L ₀	L ₁	L ₂	M	A	B	C	E	K ₁	R	Maximální doporučené zdvihy dle zvol. Ø d	Hmotnost při daném zdvihu Z
125	70	155	60	510	300	120	90	33x2	110	33	99,5	44	50	80	1000	m=59,5+Z x 0,08300

Tab. 4.6. Parametry zvoleného hydromotoru

Jedná se o dvojčinný přímočarý hydraulický motor určený pro středně těžké až těžké provozní podmínky s neregulovatelným tlumením v koncových polohách.

Hydraulický motor Z2HT přeměňuje tlakovou energii kapaliny (hydraulického oleje) na energii mechanickou – axiální sílu pístní tyče v obou směrech.

Zvolený hydromotor bude vyroben zakázkově dle výkresové dokumentace.

Kontrola pístnice na vzpěr

$$\text{Stupeň štíhlosti: } \lambda_g = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{0,8 \cdot f_y}} = 3,14 \cdot \sqrt{\frac{210000}{0,8 \cdot 835}} = \underline{55,7} [-] \quad (131)$$

$$\text{Štíhlost: } \lambda = \frac{4 \cdot L_Z}{d_{lam}} = \frac{4 \cdot 1488}{70} = \underline{85,03} [-] \quad (132)$$

kde: E – Youngův modul, pro ocel E = 210 000 [MPa]

$$L_Z - \text{vzpěrná délka, } L_Z = \beta \cdot L_{zlam} = 2 \cdot 744 = \underline{1\,488} [\text{mm}] \quad (133)$$

β – součinitel zohledňující uložení prutu (pístnice), $\beta = 2 [-]$

d_{lam} – průměr pístnice lámacího válce, $d_{lam} = 70 [\text{mm}]$

L_{zlam} – délka zdvihu lámacího válce, $L_{zlam} = 611 [\text{mm}]$

Je zřejmé, že $\lambda > \lambda_g \Rightarrow$ výpočet dle Eulera

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_p}{\beta^2 \cdot L_{zlam}^2} = \frac{3,14^2 \cdot 210000 \cdot 1,178 \cdot 10^6}{2^2 \cdot 744^2} = \underline{1\,013\,253,3} \text{ [N]} \quad (134)$$

$$\text{Bezpečnost ke kritické síle: } k_v = \frac{F_{kr}}{F_{lam\,max}} = \frac{1013253,3}{441786,47} = \underline{2,293} \text{ [-]} \quad (135)$$

kde: $F_{lam\,max}$ – osová síla lámacího válce pro případ C1 (tlak 36 [MPa])

J_p – plošný moment setrvačnosti pístnice lámacího a zvedacího válce,

$$J_p = \frac{\pi \cdot d_{lam}^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 70^4}{64} = \underline{1,178 \cdot 10^6} \text{ [mm}^4\text{]} \quad (136)$$

Pístnice lámacího válce vůči namáhání vzpěrem vyhovuje.

4.2.4. Návrh zvedacího přímočarého hydraulického motoru

Zvedací hydromotor zajišťuje zvedání (naklápění) zvedacího ramene do požadované polohy. Na poměrně malém rameni a_{zv} musí vyvodit sílu, která překoná moment od břemene, tření v ložiskách, složky vlastní tíhy ramen a výložníku a rovněž síly setrvačné, vznikající při rozběhu.

Síla, kterou musí vyvodit zvedací hydraulický válec:

$$F_{zv} = \frac{(F + m_h \cdot g) \cdot L_v + q_{1C} \cdot L_{1C} \cdot L_{1max} + q_{2C} \cdot L_{2C} \cdot L_{2max} + q_{3C} \cdot L_{3C} \cdot L_{3max}}{a_{zv}} + \frac{q_{ram} \cdot L_{ram} \cdot L_{rz} + M_{\check{c}A}}{a_{zv}} \quad (137)$$

$$F_{zv} = \frac{(11112 + 15 \cdot 9,81) \cdot 7,409 + 286,13 \cdot 2,16 \cdot 6,329 + 401 \cdot 2,08 \cdot 4,569}{0,35} + \frac{490,5 \cdot 2 \cdot 3,209 + 387,837 \cdot 2,15 \cdot 1,15 + 514,264}{0,35} \quad (138)$$

$$F_{zv} = \underline{273\,607,87} \text{ [N]}$$

Reakční, vertikální sílu A_y zatěžující čep **A** zjistím momentovou rovnováhou k působišti síly F_{zv} na obr. 4.24.

$$A_y = \frac{(F + m_h \cdot g) \cdot (L_V - a_{zv}) + q_{1C} \cdot L_{1C} \cdot (L_{1\max} - a_{zv}) + q_{2C} \cdot L_{2C} \cdot (L_{2\max} - a_{zv})}{a_{zv}} + \frac{q_{3C} \cdot L_{3C} \cdot (L_{3\max} - a_{zv}) + q_{ram} \cdot L_{ram} \cdot (L_{rz} - a_{zv})}{a_{zv}} \quad (139)$$

$$A_y = \frac{(11112 + 15 \cdot 9,81) \cdot 7,077 + 286,13 \cdot 2,16 \cdot 5,77 + 401 \cdot 2,08 \cdot 4,01}{0,35} + \frac{490,5 \cdot 2 \cdot 2,65 + 387,837 \cdot 2,15 \cdot 0,965}{0,35} \quad (140)$$

$$A_y \cong \underline{257\,132} \text{ [N]}$$

kde: a_{zv} – rameno síly F_{zv} působící na zvedací rameno, $a_{zv} = 0,35$ [m]

$L_{1\max}$ – vodorovná vzdálenost mezi těžištěm sekce č. 1. a čepem A,
 $L_{1\max} = 6,329$ [m]

$L_{2\max}$ – vodorovná vzdálenost mezi těžištěm sekce č. 2. a čepem A,
 $L_{2\max} = 4,569$ [m]

$L_{3\max}$ – vodorovná vzdálenost mezi těžištěm sekce č. 3. a čepem A,
 $L_{3\max} = 3,209$ [m]

q_{ram} – zatížení od vlastní hmotnosti zvedacího ramene,

$$q_{ram} = \frac{m_{ram} \cdot g}{L_{ram}} = \frac{85 \cdot 9,81}{2,15} = \underline{387,837} \text{ [N.m}^{-1}] \quad (141)$$

m_{ram} – hmotnost zvedacího ramene, $m_{ram} = 85$ [kg]

L_{ram} – celková délka zvedacího ramene, $L_{ram} = 2,15$ [m]

L_{rz} – vodorovná vzdálenost mezi těžištěm zvedacího ramene a čepem A, $L_{rz} = 0,965$ [m]

$M_{\check{c}A}$ – moment čepového tření v čepu A v uvedené poloze ramene,

$$M_{\check{c}A} = A_y \cdot \frac{d_{\check{c}A}}{2} \cdot f_{\check{c}A} = 257132 \cdot \frac{0,05}{2} \cdot 0,08 = \underline{514,264} \text{ [N.m]} \quad (142)$$

$d_{\check{c}A}$ – průměr čepu A, $d_{\check{c}A} = 0,05$ [m]

$f_{\check{c}A}$ – součinitel čepového tření, volím $f_{\check{c}A} = 0,08$ [-]

Potřebná plocha pístu

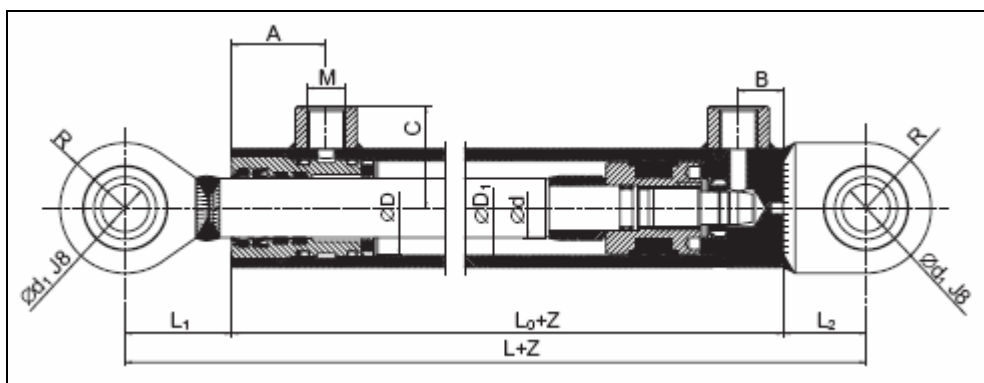
$$S_{zv} = \frac{F_{zv}}{p_{zv}} = \frac{273607,87}{30} \cong \underline{9\,121} \text{ [mm}^2\text{]} \quad (143)$$

p_{zv} – max. pracovní tlak zvedacího hydromotoru, volím $p_{zv} = 30$ [MPa]

Potřebný minimální průměr pístu

$$D_{zv} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{zv}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9121}{3,14}} = \underline{107,76} \text{ [mm]} \quad (144)$$

Dle [9] volím přímočarý hydraulický motor s průměrem pístu $D_{zv} = 110$ [mm], jehož základ tvoří typizovaný motor Z2HT s následujícími rozměry a parametry:



Obr. 4.29. Zvolený přímočarý hydromotor (ilustrační obr.) [7]

ØD	Ød	ØD ₁	Ød ₁	L	L ₀	L ₁	L ₂	M	A	B	C	E	K ₁	R	Maximální doporučené zdvihy dle zvol. Ø d	Hmotnost při daném zdvihu Z
110	70	130	50	430	255	105	70	27x2	85	35	87	35	40	62,5	1150	m=30,5+Z x 0,05980

Tab. 4.7. Parametry zvoleného hydromotoru

Pozn.: Při návrhu zvedacího hydromotoru byla rovněž zvažována závislost osově síly zvedacího válce na úhlu natočení, avšak u zvedacího válce, resp. ramene, klesá se zvyšující se výškou (úhlem) kosinová složka tíhy břemene a výložníku, působící jako moment této síly k čepu A.

Zvolený hydromotor bude vyroben dle výkresové dokumentace.

Kontrola pístnice na vzpěr

$$\text{Stupeň štíhlosti: } \lambda_g = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{0,8 \cdot f_y}} = 3,14 \cdot \sqrt{\frac{210000}{0,8 \cdot 835}} = \underline{55,7} [-] \quad (145)$$

$$\text{Štíhlost: } \lambda = \frac{4 \cdot L_Z}{d_{zv}} = \frac{4 \cdot 1222}{70} = \underline{69,828} [-] \quad (146)$$

$$\text{kde: } L_Z - \text{vzpěrná délka, } L_Z = \beta \cdot L_{zzv} = 2 \cdot 611 = \underline{1\,222} [\text{mm}] \quad (147)$$

β – součinitel zohledňující uložení prutu (pístnice), $\beta = 2 [-]$

L_{zzv} – délka zdvihu zvedacího válce, $L_{zzv} = 611 [\text{mm}]$

Je zřejmé, že $\lambda > \lambda_g \Rightarrow$ výpočet dle Eulera

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_p}{\beta^2 \cdot L_{zzv}^2} = \frac{3,14^2 \cdot 210000 \cdot 1,178 \cdot 10^6}{2^2 \cdot 611^2} = \underline{1\,635\,831,95} [\text{N}] \quad (148)$$

$$\text{Bezpečnost ke kritické síle: } k_v = \frac{F_{kr}}{F_{zv \max}} = \frac{1635831,95}{342119,44} = \underline{4,781} [-] \quad (149)$$

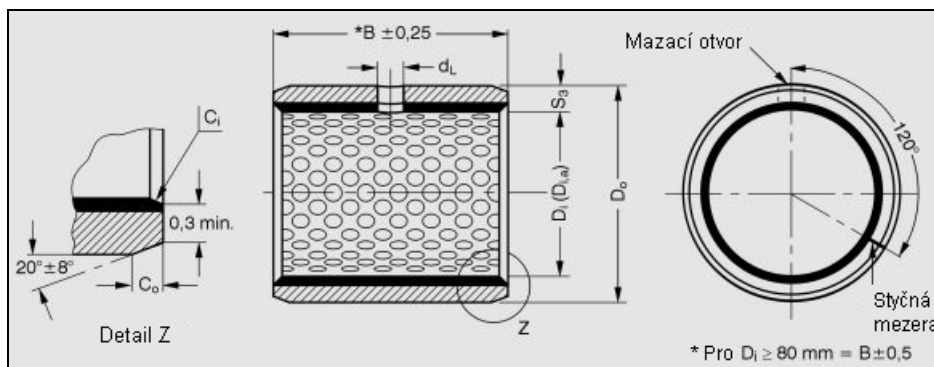
kde: $F_{zv \max}$ - osová síla lámacího válce pro případ C1 (tlak 36 [MPa]),

$$F_{zv \max} = \frac{\pi \cdot D_{zv}^2}{4} \cdot p_{zv \max} = \frac{3,14 \cdot 110^2}{4} \cdot 36 = \underline{342\,119,44} [\text{N}] \quad (150)$$

Pístnice zvedacího válce vůči namáhání vzpěrem vyhovuje.

Kontrola uložení čepu A

Zvolená ložiska – z katalogu firmy Glacier Garlock Bearing - PM 5060DX [16]
materiál DX, dovolené statické zatížení $P = 140$ [MPa]



Obr. 4.30. Zvolené kluzné ložisko v pohledech

Kód ložiska	D_i (mm)	D_o (mm)	B (mm)	Toler. díry	Toler. čepu	$D_{i,a}$ max pro H7 (mm)	$D_{i,a}$ min pro H7 (mm)	$\varnothing d_L$ (mm)
PM5060DX	50	55	60	H7	h8	50.2	50.08	8

Tab. 4.8. Tabulka rozměrů zvoleného kluzného ložiska GGB 5060DX

Ložisko zachycuje radiální a axiální síly přenášené prostřednictvím čepu. V tomto případě bude radiální silou síla A_y a axiální silou bude síla boční (smyková), získaná z výpočtu teleskopického výložníku dle ČSN EN 12999 uvedeném v předchozí kapitole, vztah (105).

Výslednice zatěžující čep A bude dána algebraickým součtem

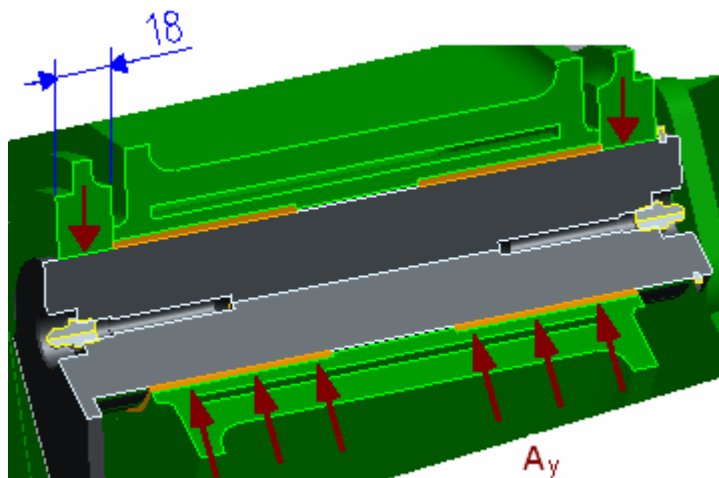
$$A_C = \sqrt{A_y^2 + F_P^2} = \sqrt{257132^2 + 15720^2} = \underline{257\,612,08} \text{ [N]} \quad (151)$$

Namáhání ložiska

Předpokládám, že zatížení nese jen polovina ložiska.

$$\sigma_{loz} = \frac{A_C}{D_i \cdot B} = \frac{257612,08}{50 \cdot 60} = \underline{85,87} < 140 \text{ [MPa]} \quad \dots \text{ vyhovuje} \quad (152)$$

Kontrola čepu A na stříh a ohyb



Obr. 4.31. Zatížení čepu A

Čep je vyroben z oceli 15 230.7, pro uložení v kluzných ložiskách je vyroben s tolerancí h7.

$$\tau = \frac{A_C}{2 \cdot S_{\text{čA}}} = \frac{A_C}{2 \cdot \frac{\pi \cdot D_i^2}{4}} = \frac{257612,08}{\frac{3,14 \cdot 50^2}{2}} = \underline{65,6} \text{ [MPa]} \quad (153)$$

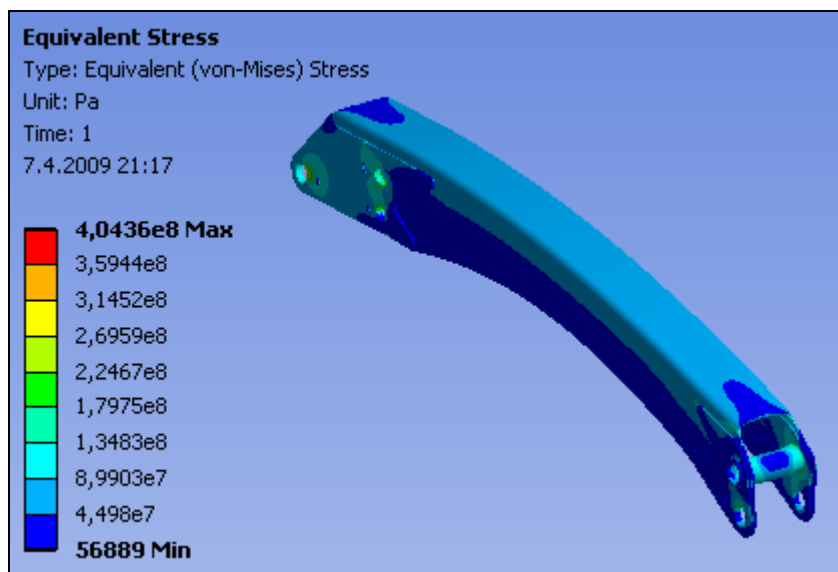
$$\sigma = \frac{\frac{A_C}{2} \cdot 9}{\frac{\pi \cdot D_i^3}{32}} = \frac{A_C \cdot 144}{\pi \cdot D_i^3} = \frac{257612,08 \cdot 144}{3,14 \cdot 50^3} = \underline{94,465} \text{ [MPa]} \quad (154)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 2 \cdot \tau^2} = \sqrt{94,465^2 + 2 \cdot 65,6^2} = \underline{132,403} \text{ [MPa]} \quad (155)$$

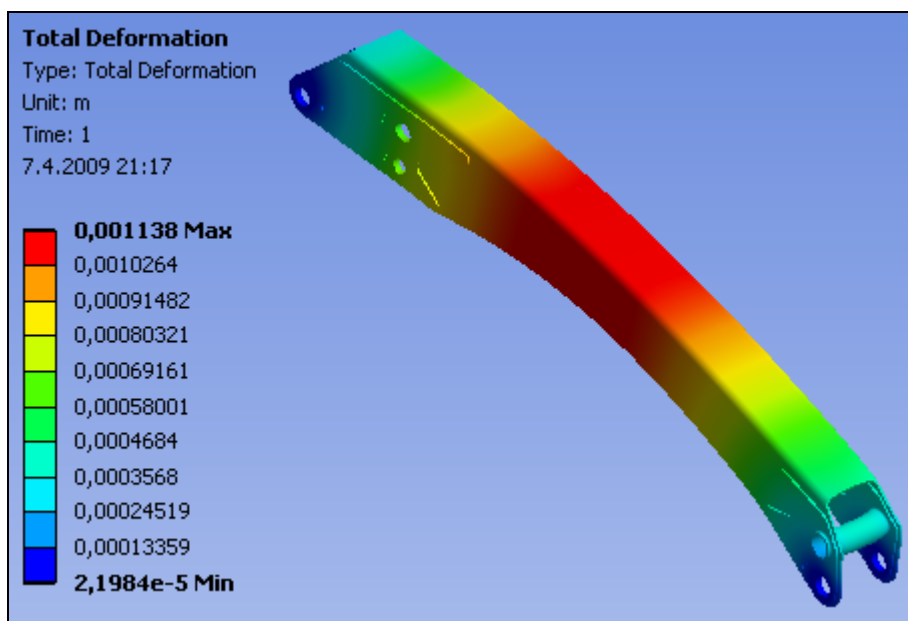
Faktor bezpečnosti k mezi kluzu: $\mu = \frac{f_y}{\sigma_{red}} = \frac{835}{132,403} = \underline{6,3} > \underline{1,5} \dots \text{vyhovuje}$

Kontrola zvedacího ramene metodou konečných prvků

Zvedací rameno je zatěžováno kromě maximálních sil od lámacího a zvedacího hydraulického válce a od pákového mechanismu také složkou vlastní tíhy. Za účelem pevnostní kontroly ramene byl zanedbán mazací otvor včetně závitu.



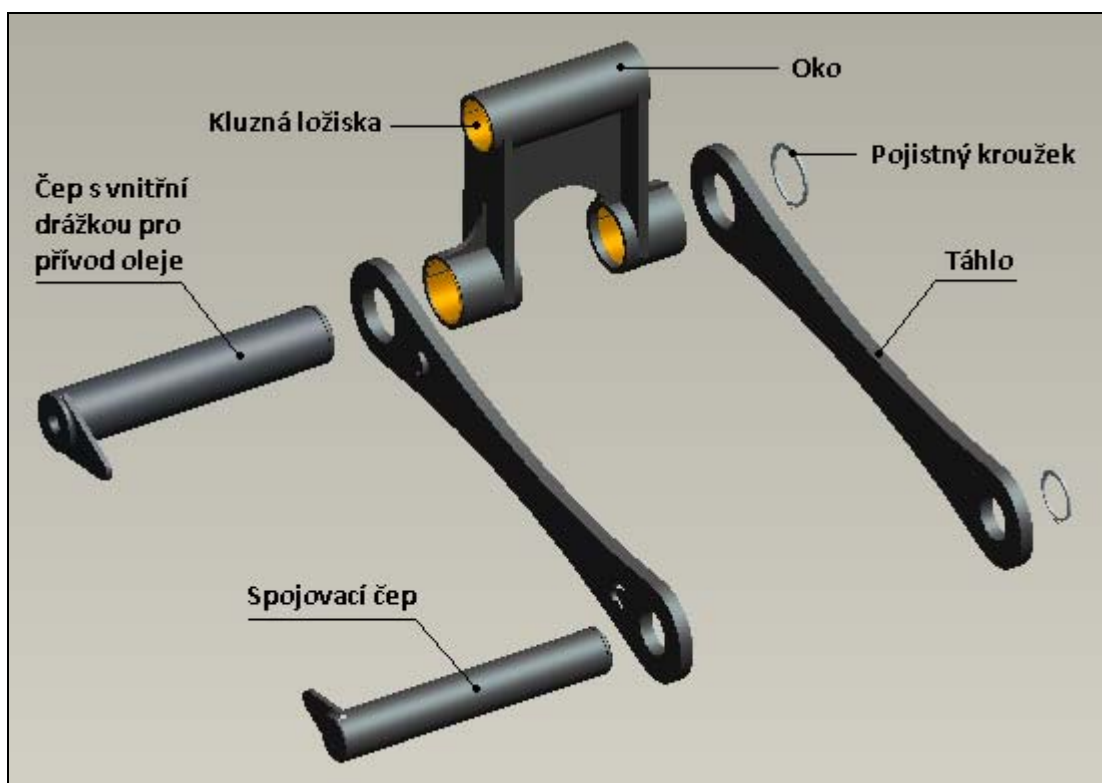
Obr. 4.32. Průběh napětí ve zvedacím rameni



Obr. 4.33. Průběh deformace ve zvedacím rameni

4.3. PÁKOVÝ MECHANISMUS

Řešený jeřáb je vybaven pákovým mechanismem a to jak na lámacím, tak na zvedacím rameni. Krom výhod již uvedených v kap. 2.2.4., pákový mechanismus je navíc výrazně šetrnější vůči ramenům samotným, neboť hlavní složku síly zachytí *táhlo*, která je prostřednictvím *oka* přenesou na lámací (zvedací) rameno. Spojení uvedených součástí je zajištěno prostřednictvím čepových spojení.

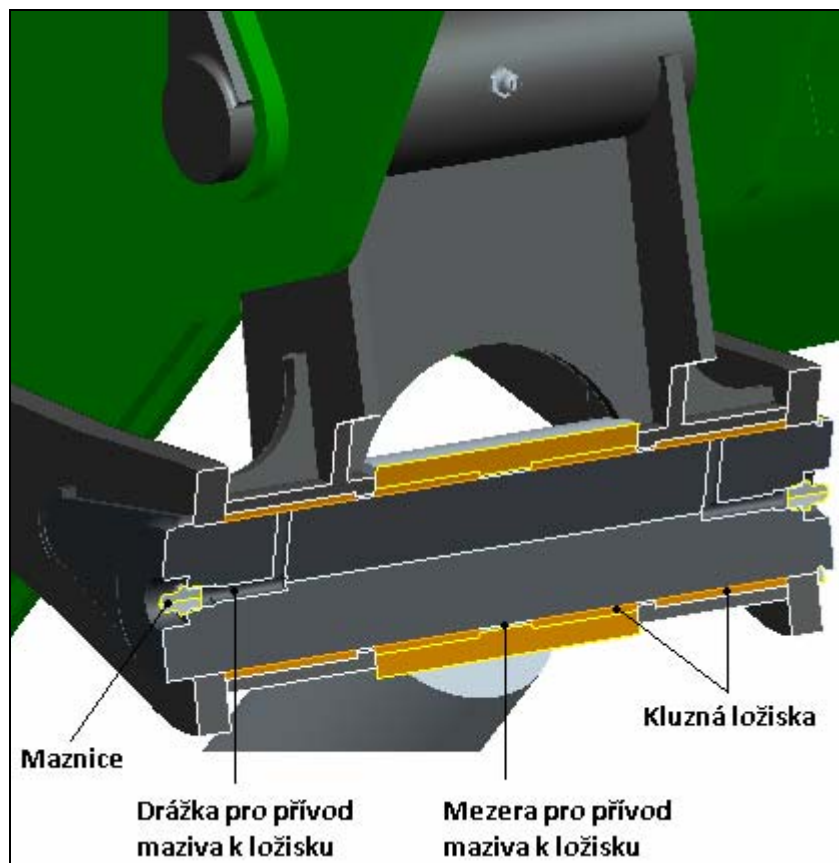


Obr. 4.34. Dílčí části pákového mechanismu v rozloženém stavu

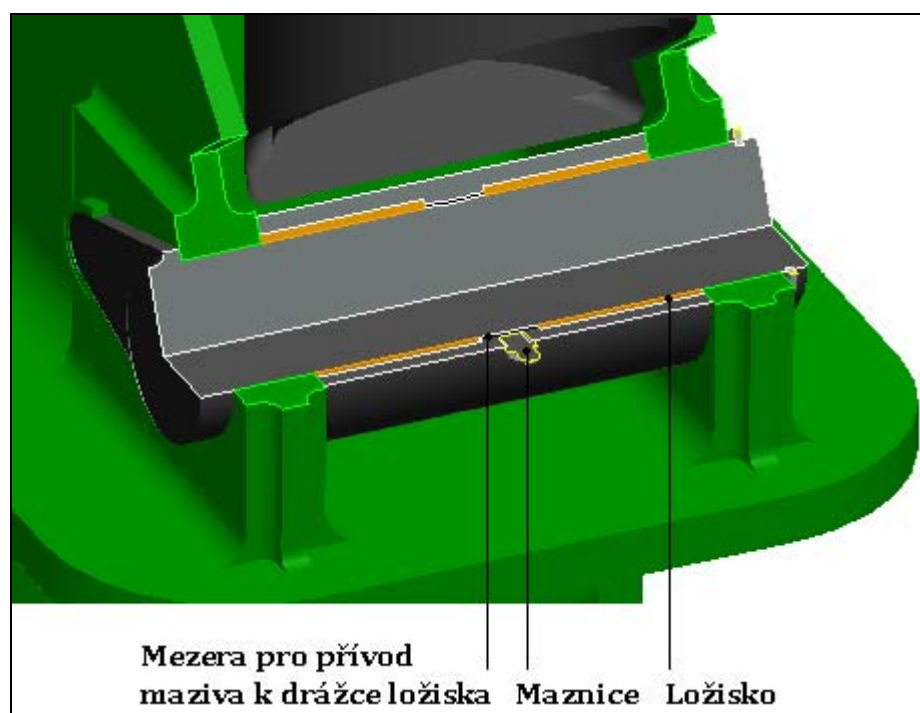
Zvláštní kapitolou pákového mechanismu je jeho mazání. Vzhledem k několika vzájemně pohyblivým, navíc rozděleným částem, je nutné specifické řešení zajištění mazání.

Mazání je zajištěno prostřednictvím čepu s dírou s vnitřním závitem pro našroubování maznice (viz obr. 4.35.).

U spojovacího čepu je mazání zajištěno obdobným způsobem jako u ostatních čepových spojení, tedy pomocí rozdílných průměrů, kdy je mazivo přiváděno od maznice mezerou k drážkám ložisek (viz obr. 4.36.).

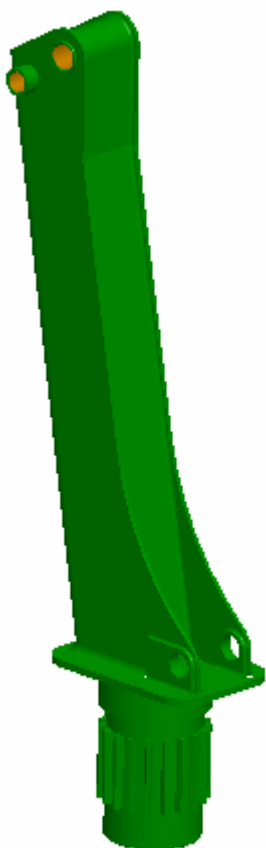


Obr. 4.35. Mazání čepem



Obr. 4.36. Mazání pomocí odlišného průměru

4.4. SLOUP



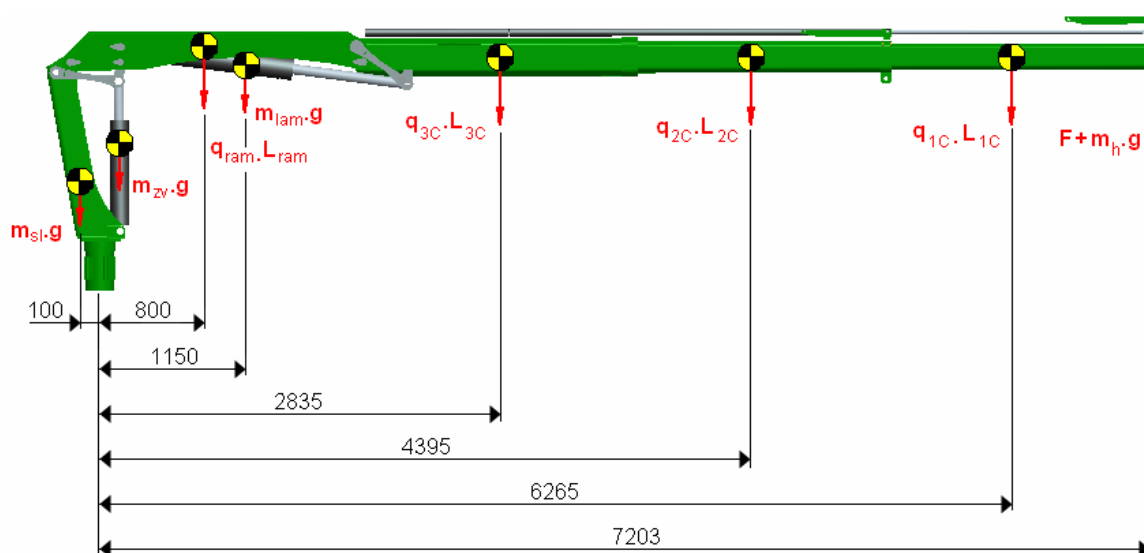
Základ sloupu tvoří plech ohýbaný do tvaru U, který je přivařen k ploché ocelové desce a uzavřen v přední části plechem. Sloup je vyroben z plechu WELDOX 700E, tloušťka plechu $t_{ws} = 8$ [mm].

Ve spodní části sloupu je navařen patní čep z jakostní vysokopevnostní oceli 15 230.7, soustružený na požadované průměry. Uprostřed patního čepu je vyfrézováno čelní přímé ozubení.

Axiální uložení sloupu je zajištěno kluzným prstencem, na který sloup dosedá prostřednictvím ploché plechové desky ve spodní části.

Zachycení radiálních sil zajišťují dvě kluzná ložiska na průměrech $d_{cep_h} = 220$ [mm] a $d_{cep_d} = 190$ [mm].

Pro kontrolu uložení sloupu a kontrolu sloupu samotného je opět nutné nalézt stav (polohu), při které je jeřáb nejvíce zatěžován.

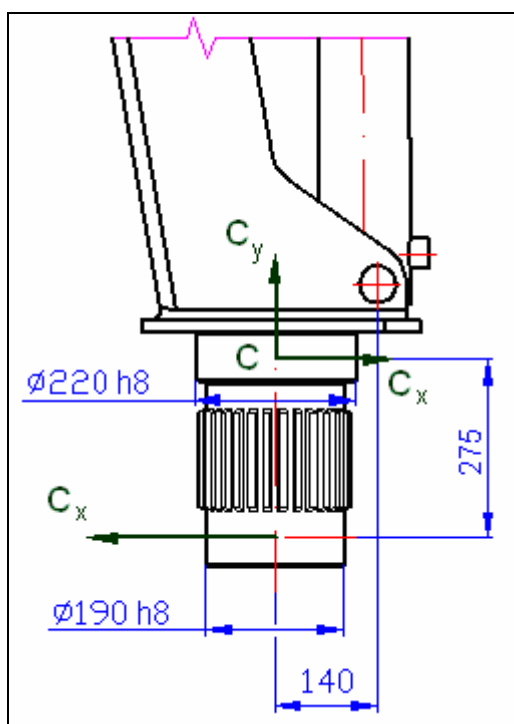


Obr. 4.37. Poloha jeřábu s největším namáháním ložisek sloupu

Tento stav nastane při vodorovné poloze výložníku i zvedacího ramene.

Pro zatížení ložisek sloupu je nejnepříznivější kombinace zatížení v případě C1, neboť u radiálních ložisek je síla odvozena z maximálního ohybového momentu, který nastane při maximálním vyložení jeřábu.

U ložiska axiálního vycházím jednak z maximální síly na háku jeřábu, jednak z vlastní tíhy jeřábu. Maximální namáhání axiálního ložiska však nenastane při maximálním vyložení jeřábu, nýbrž při zvedání břemene s maximální možnou hmotností při nejmenším možném vyložení.



Obr. 4.38. Vybrané rozměry uložení sloupu

Vodorovná reakce v horním a ve spodním kluzném ložisku bude mít velikost:

$$C_x = \frac{m_{zv} \cdot g \cdot 0,14 + q_{ram} \cdot L_{ram} \cdot 0,8 + m_{lam} \cdot g \cdot 1,15 + q_{3C} \cdot L_{3C} \cdot 2,835}{0,3} + \frac{q_{2C} \cdot L_{2C} \cdot 4,395 + q_{1C} \cdot L_{1C} \cdot 6,265 + (F + m_h \cdot g) \cdot 7,203 - m_{sl} \cdot g \cdot 0,1}{0,275} \quad (156)$$

$$C_x = \frac{68 \cdot 9,81 \cdot 0,14 + 387,837 \cdot 2,15 \cdot 0,8 + 122 \cdot 9,81 \cdot 1,15 + 490,5 \cdot 2 \cdot 2,835}{0,3} + \frac{401 \cdot 2,08 \cdot 4,395 + 286,13 \cdot 2,16 \cdot 6,265 + (13447 + 15 \cdot 9,81) \cdot 7,203 - 165 \cdot 9,81 \cdot 0,1}{0,275} \quad (157)$$

$$C_x \cong \underline{400\,778} \text{ [N]}$$

kde: m_{lam} – hmotnost lámacího válce, $m_{lam} = 122 \text{ [kg]}$

m_{zv} – hmotnost zvedacího válce, $m_{zv} = 68 \text{ [kg]}$

m_{sl} – hmotnost sloupu jeřábu, $m_{sl} = 165 \text{ [kg]}$

Svislá reakce zatěžující kluzný prstenec – vycházím z maximální velikosti posouvající síly, tj. součtu tíhy jeřábu a břemene.

$$C_y = q_{ram} \cdot L_{ram} + q_{1C} \cdot L_{1C} + q_{2C} \cdot L_{2C} + q_{3C} \cdot L_{3C} + F_{B_{max}} + (m_{sl} + m_h + m_{lam} + m_{zv}) \cdot g \quad (158)$$

$$C_y = 387,837 \cdot 2,15 + 286,13 \cdot 2,16 + 401 \cdot 2,08 + 490,5 \cdot 2 + 44444 + (165 + 15 + 122 + 68) \cdot 9,81 \quad (159)$$

$$C_y \cong \underline{51\,341} \text{ [N]}$$

kde: $F_{B_{max}}$ max. tíha břemene při vyložení 1,8 [m] (orientační hodnota)

$$F_{B_{max}} = \frac{M_{ZVD}}{2,5} = \frac{80000}{1,8} \cong \underline{44\,444} \text{ [N]} \quad (160)$$

Namáhání horního radiálního ložiska

Zvolené ložisko – z katalogu firmy Glacier Garlock Bearing - PM 22060DX [16]

– materiál DX, dovolené statické zatížení $P = 140 \text{ [MPa]}$

– vnější průměr $D = 225 \text{ [mm]}$, vnitřní průměr $d = 220 \text{ [mm]}$

– šířka ložiska $B = 60 \text{ [mm]}$

$$\sigma_{loz_h} = \frac{C_x}{d \cdot B} = \frac{400778}{220 \cdot 60} = \underline{30,362} \text{ [MPa]} \quad \dots \text{ vyhovuje} \quad (161)$$

Namáhání spodního radiálního ložiska

Zvolené ložisko – z katalogu firmy Glacier Garlock Bearing - PM 19080DX [16]

– materiál DX, dovolené statické zatížení $P = 140 \text{ [MPa]}$

– vnější průměr $D = 195 \text{ [mm]}$, vnitřní průměr $d = 190 \text{ [mm]}$

– šířka ložiska $B = 80 \text{ [mm]}$

$$\sigma_{\text{loz}_d} = \frac{C_x}{d \cdot B} = \frac{400778}{190 \cdot 80} = \underline{26,37} \text{ [MPa]} \quad \dots \text{ vyhovuje} \quad (162)$$

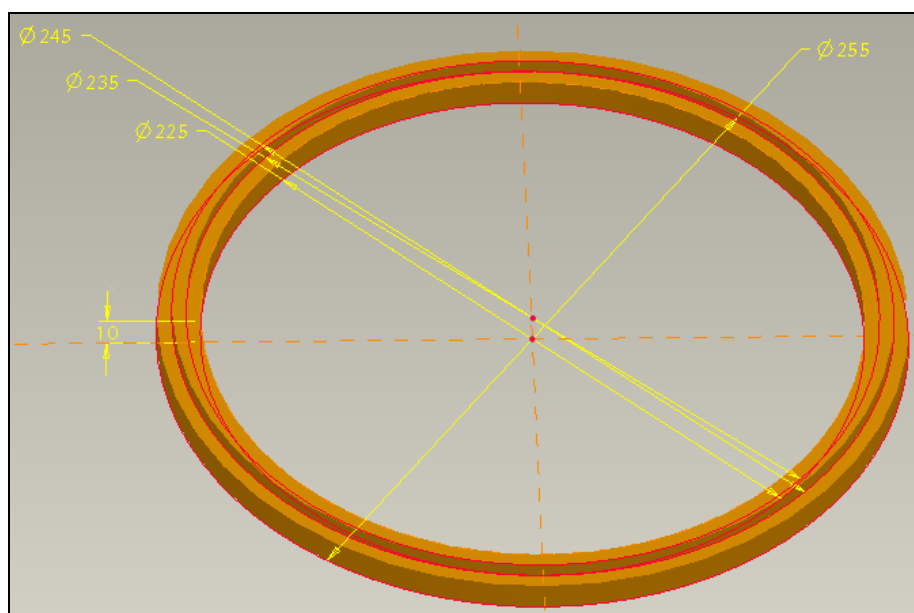
Namáhání kluzného prstence (axiálního ložiska)

Kluzný prstenec je kroužek vyráběný z hliníkového bronzu dle ČSN 42 3146 o složení:

Prvek	Al	Fe	Zn	Sn	Mn	Si	Ni
Množství prvku v %	9 ÷ 11	2 ÷ 4	0,5	0,1	1 ÷ 2	0,1	0,5

Tab. 4.8. Procentuální množství prvků ve zvoleném materiálu prstence

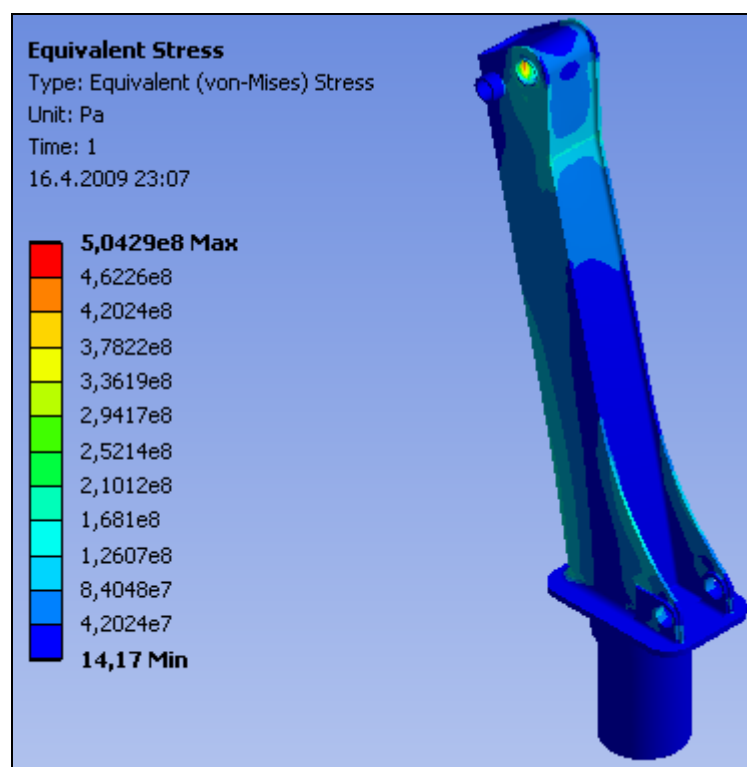
Hliníkový bronz je nejúnosnějším bronzem. Přítomnost hliníku zvyšuje pevnost a tvrdost slitiny. Na mechanicko-fyzikální vlastnosti hliníkových bronzů o struktuře složené z krystalů ($\alpha + \gamma'$) má výrazný vliv rychlost chladnutí. Po rychlém ochlazení z teploty 900 [°C] má hliníkový bronz velkou pevnost, ale malou tažnost a kontrakci. [18]



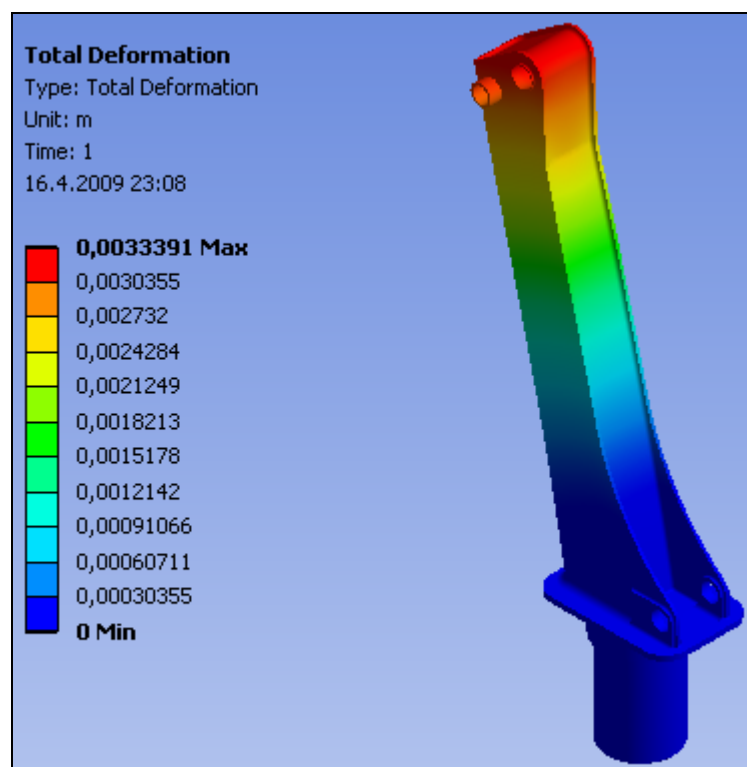
Obr. 4.39. Hlavní rozměry axiálního kluzného prstence

$$\sigma_{\text{axpr}} = \frac{C_y}{\pi \cdot \frac{D^2 - d^2}{4}} = \frac{51341 \cdot 4}{3,14 \cdot (255^2 - 225^2)} = \underline{4,54} \text{ [MPa]} \quad \dots \text{ vyhovuje} \quad (163)$$

Kontrola sloupu metodou konečných prvků



Obr. 4.40. Ekvivalentní napětí ve sloupu



Obr. 4.41. Průběh deformace ve sloupu

4.3.1. Návrh otáčecího mechanismu

Při návrhu otáčecího mechanismu vycházím z předpokladu, že otáčecí mechanismus musí překonat jednak třecí odpory rezultující z jednotlivých reakcí uložení, jednak přídatná zatížení, která mohou vzniknout v případě, že nákladní vozidlo, na kterém je nakládací jeřáb namontován, stojí na šikmé ploše. Otáčecí mechanismus je navržen tak, aby bez problému zvládl výše uvedenou situaci pro úhel sklonu 5 [deg]. Naopak není dovoleno používat otáčecí mechanismus při nezvednutém břemeni, tj. smýkat náklad po pevnině.

Potřebný krouticí moment na pastorku:

$$M_{ot} = C_x \cdot \frac{d_{cep_d}}{2} \cdot f_{cep} + C_y \cdot f_{pr} \cdot \frac{d_{pr}}{2} + C_x \cdot \frac{d_{cep_h}}{2} \cdot f_{cep} \quad (164)$$

$$M_{ot} = 400778 \cdot \frac{0,19}{2} \cdot 0,08 + 51341 \cdot 0,18 \cdot \frac{0,255}{2} + 400778 \cdot \frac{0,22}{2} \cdot 0,08 \quad (165)$$

$$M_{ot} \cong \underline{7\,752} \text{ [N.m]}$$

kde: d_{cep_d} – průměr patního čepu ve spodním ložisku, $d_{cep_d} = 190$ [mm]

f_{cep} – součinitel čepového tření, volím $f_{cep} = 0,08$ [-]

f_{pr} – součinitel smykového tření mezi deskou sloupu a kluzným prstencem, volím $f_{pr} = 0,18$ [-]

d_{pr} – největší průměr kluzného prstence, $d_{pr} = 0,255$ [m]

d_{cep_h} – průměr patního čepu v horním ložisku, $d_{cep_h} = 0,22$ [m]

Výše uvedený moment je z hlediska návrh průměru pístu hydraulického motoru, který bude ovládat hřeben, nepřilíš vypovídající. Je zapotřebí stanovit obvodovou sílu, čímž dostaneme osovou sílu v hřebenu.

$$F_{obv} = \frac{M_{ot}}{\frac{d_r}{2}} = \frac{2 \cdot M_{ot}}{d_r} = \frac{2 \cdot 7752}{0,19} = \underline{81\,600} \text{ [N]} \quad (166)$$

kde: d_r = roztečný průměr ozubení, předběžně volím $d_r = 0,19$ [m]

Potřebná plocha pístu:

$$S_{ot} = \frac{F_{obv}}{p_{ot}} = \frac{81600}{10} = \underline{8\,160} \text{ [mm}^2\text{]} \quad (167)$$

p_{ot} – pracovní tlak pohonu hřebene, volím $p_{ot} = 10$ [MPa]

Potřebný průměr pístu:

$$D_{ot} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{ot}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8160}{3,14}} \cong \underline{101,93} \text{ [mm]} \quad (168)$$

Volím těleso (válec) přímočarého hydraulického motoru s průměrem pístu $D_{ot} = 105$ [mm].

Síla, kterou vyvine zvolený hydromotor:

$$F_{hb} = p_{ot} \cdot S_{ot} = p_{ot} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 10 \cdot \frac{3,14 \cdot 105^2}{4} \cong \underline{86\,590} \text{ [N]} \quad (169)$$

Na tuto osovou sílu v hřebenu navrhnu hřebenový převod.

Pozn.: Pracovní tlak pohonu hřebene má vzhledem k ostatním hydraulickým motorům poněkud nižší hodnotu. Takto nízká hodnota je zvolena záměrně s ohledem na konstrukční řešení hřebene, zejména šířku zubů a tloušťku hřebene, pro kterou platí doporučení, aby plná část hřebene tvořila alespoň dvojnásobek výšky zubu – použití silnějšího hřebene umožňuje větší průměr pístu, získaný z Pascalova zákona právě nižším tlakem v systému.

4.3.2. Návrh modulu

Volím hřebenový převod s počtem zubů na sloupu $z_1 = 19$, materiál hřebene je stejný jako materiál patního čepu sloupu, tedy ocel 15 230.7.

Volím standardní profil ozubení dle ČSN 01 4607 [19].

Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 - část 4 © M. Némček VŠB-TU Ost...

Typ ozubení: ☒ Čelní ☐ Kuželové ☒ Hřeben

Zadání zátěže: ☐ Moment pastorku ☒ Síla v hřebenu

$z_1 = 19$
 $z_2 = 100$
 $\beta = 0$ [°]
 $F_2 = 86590$ [N]
 $\psi_m = 15$
 Schéma: 6
 $K_{H\beta} = 1.077$
 $K_A = 1.077$
 $\sigma_{Flimb}^0 = 705$ [MPa]
 $\sigma_{Hlim}^0 = 1180$ [MPa]
 $V_{HV} = 800$

OHYB

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_1}{\psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}}$$

$f_F = 18$
 $K_F = K_A \cdot K_{H\beta}$
 $\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb}^0$

$m_{n\ ohyb} = 6.794$ [mm]

DOTYK

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\psi_{d1} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

$f_H = 770$ ($\beta = 0^\circ$)
 $f_H = 690$ ($\beta > 0^\circ$)
 $K_H = K_A \cdot K_{H\beta}$
 $\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim}^0$
 $\psi_{d1} = \psi_m \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$
 $u = \frac{z_2}{z_1}$
 $m_n = d_1 \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$

$m_n = 9.501$ [mm]
 $b = 142.5$ [mm]

<http://www.347.vsb.cz/staff/nemcek/SOFTWARE/CZ/1.htm>

Obr. 4.42. Návrh modulu ozubení v programu Modul [5]

Volím modul $m_n = 10$ [mm] a šířku ozubení $b = 150$ [mm]. Na hřebenu volím počet zubů hřebene $z_2 = 1000$ [-] a šířku zubů hřebene 70 [mm].

Stanovení délky hřebene

Vycházím ze zadané hodnoty úhlu natočení 400 [deg], což je $1,11 \times 360$ [deg]. Úhel natočení 400 [deg] je uvažován dohromady na obě dvě strany.

Potřebná délka hřebene bude dána vztahem:

$$l_{hb} = \underbrace{1,11 \cdot \pi \cdot d_r}_{\text{úhel } 400^\circ} + \underbrace{\pi \cdot \frac{d_r}{2}}_{\text{výchozí poloha}} = \pi \cdot d_r \cdot (1,11 + 0,5) = 3,14 \cdot 190 \cdot 1,61 \approx \underline{962} \text{ [mm]} \quad (170)$$

4.3.3. Pevnostní výpočet ozubeného soukolí

Navržený modul s dílčími rozměry ověřím dle ČSN 01 4686, část 4, [20], v programu ČSN_w [5].

OHYB		DOTYK	
σ_{F1}	= 365.1	σ_{H1}	= 1179.3
σ_{F2}	= 398.1	σ_{H2}	= 1179.3
σ_{FP1}	= 705.0	σ_{HP1}	= 1180.0
σ_{FP2}	= 705.0	σ_{HP2}	= 1180.0
S_{F1}	= 1.931	S_{H1}	= 1.001
S_{F2}	= 1.771	S_{H2}	= 1.001
σ_{Fmax1}	= 456.4	σ_{Hmax1}	= 1318.5
σ_{Fmax2}	= 497.6	σ_{Hmax2}	= 1318.5
σ_{FPmax1}	= 902.4	σ_{HPmax1}	= 2400.0
σ_{FPmax2}	= 902.4	σ_{HPmax2}	= 2400.0
K_F	= 1.226	K_{H01}	= 1065.2
$K_{F\alpha}$	= 1.200	K_{H02}	= 1065.2
$K_{F\beta}$	= 1.021	K_H	= 1.226
Y_ϵ	= 0.656	$K_{H\alpha}$	= 1.200
Y_β	= 1.000	$K_{H\beta}$	= 1.021
Y_{FS1}	= 4.196	K_A	= 1.000
Y_{FS2}	= 4.003	K_{AS}	= 1.250
Y_{Fa1}	= 2.846	Z_ϵ	= 0.865
Y_{Fa2}	= 2.075	Z_H	= 2.495
Y_{Sa1}	= 1.475	Z_{R1}	= 1.000
Y_{Sa2}	= 1.930	Z_{R2}	= 1.000
		Z_E	= 191.646

Obr. 4.43. Zjednodušený výpočet ozubeného soukolí

Z výše uvedeného obr. 4.43 je zřejmé, že navržené soukolí pevnostně vyhovuje. Nejdůležitější je třetí řádek shora, řádek dynamických bezpečností, které jsou zadány intervalem $\langle 1 \div 7 \rangle$. Obě dvě hodnoty tedy patří do výše uvedeného intervalu. Důležitý je taktéž řádek čtvrtý – maximální (skokové) napětí σ_{Fmax1} , kdy levá strana musí mít nižší hodnotu než pravá, což je také splněno.

4.3.4. Výpočet korekcí pro vyrovnání měrných skluzů a geometrie

Výpočet provádím pomocí programu Geometrie [5].

Geometrický výpočet ozubení

Zadání

☒ Vnější ☐ Vnitřní ☐ Kuželové

Povinný vstup :

Normální modul m_n 10 [mm]
Počet zubů pastorku z_1 19
Počet zubů kola z_2 1000
Sklon zubů roztečný β 0.0000 [°]
Společná šířka zubů b 70 [mm]

Výpočetní vstup :

Součet korekcí x_Σ 0.000000
Korekce pastorku x_1 0.450702
Korekce kola x_2 -0.450702
Osová vzdálenost pracovní a_w 5095.000000 [mm]
Úhel záběru valivý čelní α_{tw} 20.000000 [°]
[Nuluj] [Rozděl korekce] [Vyr.skluzy]

Základní profil :

☒ Standard ☐ Nestandard ☐ Kruhová pata

Poměrná výška hlavy pastorku h_{a1}^* 1.0000
Poměrná výška hlavy kola h_{a2}^* 1.0000
Poměrná hlavová vůle pastorku c_1^* 0.2500
Poměrná hlavová vůle kola c_2^* 0.2500
Poměrný radius paty pastorku ρ_{f1}^* 0.3800
Poměrný radius paty kola ρ_{f2}^* 0.3800
Úhel profilu α_n 20.0000 [°]

Nepovinný vstup :

Hlavový průměr pastorku d_{a1} 219.01404 [mm]
Hlavový průměr kola d_{a2} 10010.98596 [mm]
[Výpočetní hlavové průměry]

[KOMPLEXNÍ KONTROLA] [Uložit] [Načíst] [Help] [Konec]

Obr. 4.44. Kontrola měrných skluzů a geometrie

Z výše uvedeného obr. 4.44 je zřejmé, že korekce $x_1 = -x_2 \Rightarrow$ jedná se o soukolí typu VN.

Vyrovnané měrné skluzy mají veliký vliv na eliminaci tzv. pittingu, který často vzniká u pomaluběžných soustrojí. V tomto případě je vznik pittingu výrazně eliminován.

Důležitým cílem je dosažení malé boční vůle mezi zuby. Ta je výhodná pro snadnou a přesnou manévrovatelnost s břemenem, neboť čím nižší boční vůle mezi zuby, tím nižší dodatečný výkyv výložníku s břemenem. Aby tohoto cíle bylo dosaženo, je nezbytné boky zubů brousit.

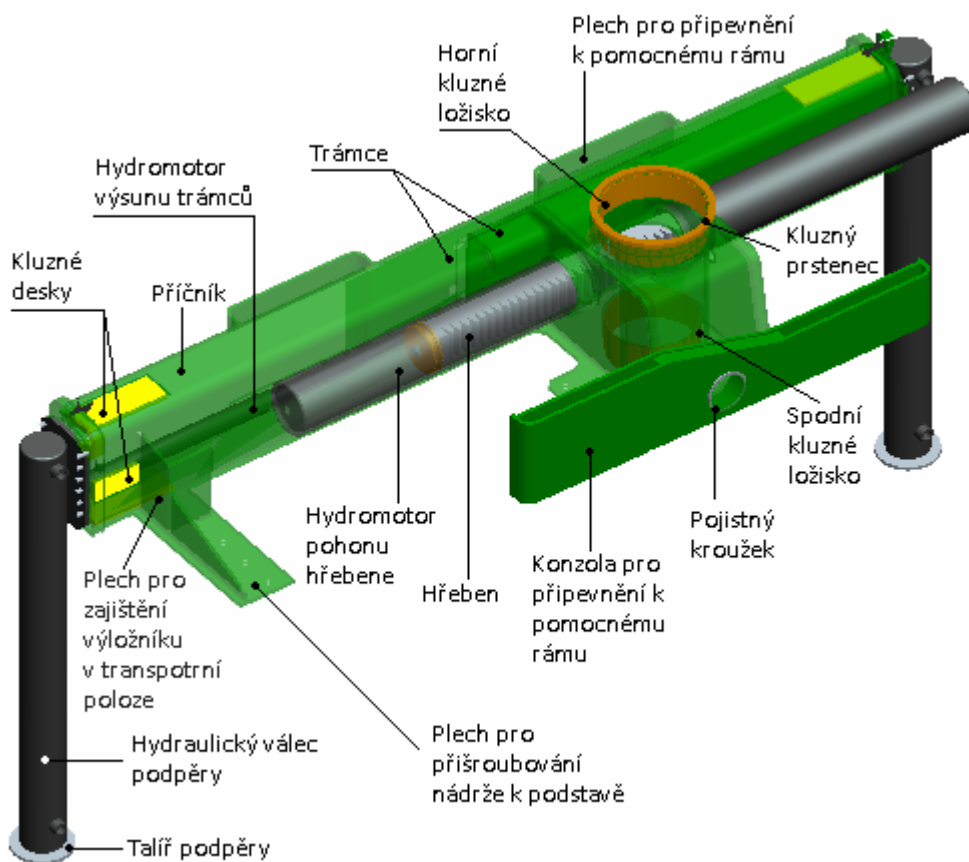
Je zřejmé, že navržené soukolí splňuje veškerá požadovaná kritéria. Je také splněna podmínka smontovatelnosti, poněvadž hlavový průměr pastorku má nižší hodnotu než vnitřní průměr horního kluzného ložiska.

4.5. PODSTAVA

Podstava je hlavní částí jeřábu, prostřednictvím které je jeřáb pevně spojen s podvozkem vozidla, resp. s přídatným pomocným rámem. Podstava rovněž zajišťuje uložení sloupu jeřábu.

Jak bylo uvedeno výše, zachycení axiálních sil zajišťuje tvarovaný kluzný prstenec, který je uložen do tvarované trubky na podstavě. Zachycení radiálních sil zajišťují dvě ložiska, nad a pod ozubením, průhybu hřebene zabraňuje kluzná kulisa. Vzhledem k tomu, že je část podstavy, v níž je sloup uložen, naplněná olejem, je dosaženo velice nízkých koeficientů čepového tření, což má pozitivní vliv na velikost otáčecího ústrojí a z toho vyplývající nižší vlastní hmotnost podstavy.

Vzhledem k cenovým nákladům volím svařovanou konstrukci podstavy. Vzhledem ke konstrukčním rozměrům volím mimostředné uložení sloupu.

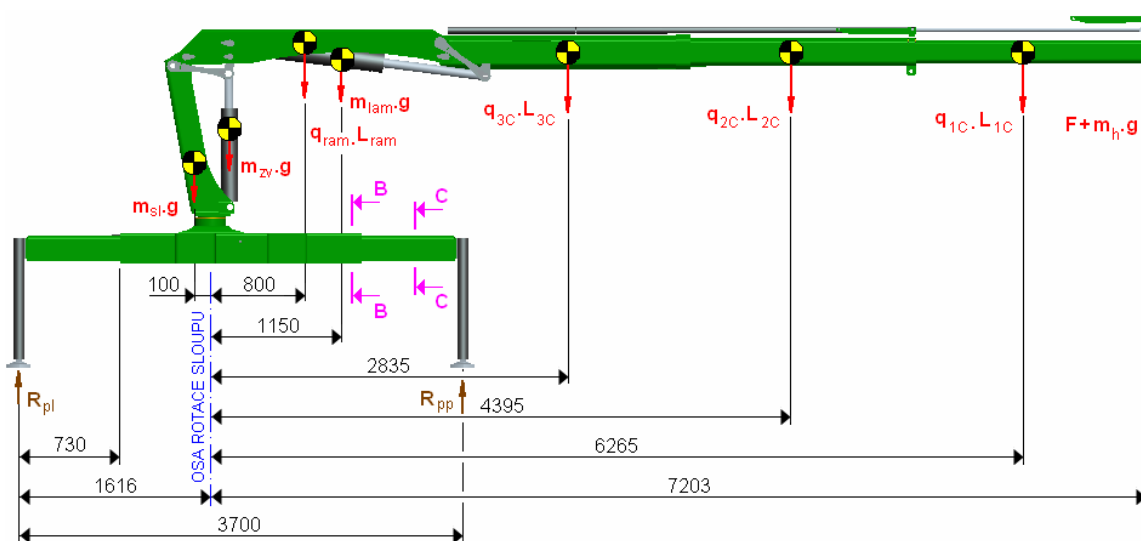


Obr. 4.45. 3D model podstavy včetně otáčecího mechanismu a podpěr

4.5.1. Kontrola stability jeřábu

Vycházím z maximálního klopného momentu, který byl již uveden v čitateli vztahu (156) při výpočtu zatížení ložisek sloupu. Vynásobíme-li reakční sílu C_x ramenem, na kterém tato reakční síla působí, dostaneme maximální klopný moment.

Pozn.: Jeřáb bude vzhledem ke své velikosti umístěn v přední části vozidla, tj. za kabinou.



Obr. 4.46. Maximální klopný moment jeřábu

$$M_{klop} \cong C_x \cdot 0,275 \cong \underline{\underline{110\,214}} \text{ [N.m]} \quad (171)$$

Tento klopný moment musí být nižší než stabilizační moment, který vyvinou nohy stabilizačních podpěr, resp. hydraulické válce podpěr. Na obr. 4.46. i na předchozím obr. 4.45. si můžeme všimnout mimostředného uložení sloupu směrem doleva (pohled zezadu ve směru jízdy). Toto uložení jsem volil záměrně nejen z již zmíněných konstrukčních důvodů, nýbrž i z důvodu řízení na levé straně, které je v zemích střední a východní Evropy obvyklé (trhy, pro které je jeřáb primárně určen). Předpokládám, že ve většině případů zastaví nákladní vozidlo u krajnice na pravé straně a na pravou stranu, tj. stranu s delším ramenem podpěry, bude vykládat dopravované břemeno.

Je zřejmé, že větší míra stability je na straně delšího ramene. Pro stanovení velikosti stabilizující síly tedy potřebuji znát sílu na straně kratšího ramene, sílu R_{pl} . Velikost této síly bude dána vztahem:

$$R_{pl} = \frac{M_{klop}}{1,616} = \frac{110214}{1,616} \cong \underline{68\,202} \text{ [N]} \quad (172)$$

Pozn.: Tuto sílu bude vyvíjet jak válec levé podpěry, tak válec pravé podpěry.

Nyní je zapotřebí ověřit, zda-li je tato síla dostatečná z hlediska přizvednutí nejen jeřábu s břemenem, ale navíc také části hmotnosti vozidla, na němž je jeřáb namontován.

Vzhledem k velikosti jeřábu předpokládám, že největší vozidlo, na němž bude jeřáb namontován, je běžný tříosý nákladní automobil - jako vzorový automobil volím *MAN TGA 26.430 6x4* s celkovou hmotností 26 000 [kg].

Jak již bylo řečeno, nohy podpěr přenášejí celou tíhu jeřábu a břemene a třetinu tíhy automobilu:

Tíha břemene při max. vyložení: 11 112 [N]

Tíha jeřábu: 12 000 [N]

Třetina tíhy automobilu: 85 020 [N]

Součet výše uvedených sil: 108 132 [N]

Na jednu podpěru tedy připadá polovina této síly, což je 54 066 [N]. Je zřejmé, že i z tohoto hlediska je síla v podpěře dostatečná.

Návrh hydraulického válce podpěry

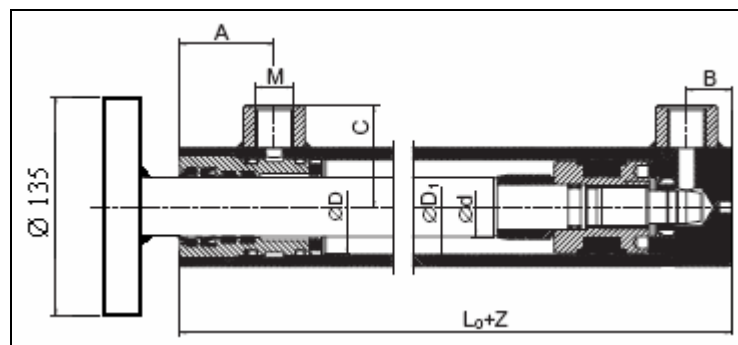
Potřebná plocha pístu:

$$S_{podp} = \frac{R_{pl}}{p_{podp}} = \frac{68202}{15} = \underline{4\,546,8} \text{ [mm}^2\text{]} \quad (173)$$

Potřebný minimální průměr pístu

$$D_{podp} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{podp}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4546,8}{3,14}} = \underline{76,087} \text{ [mm]} \quad (174)$$

Dle [9] volím přímočarý hydraulický motor s průměrem pístu $D_{podp} = 80$ [mm].



Obr. 4.47. Rozměry válce podpěr (ilustrační obr.) [9]

ØD	Ød	ØD ₁	Ød ₁	L	L ₀	L ₁	L ₂	M	A	B	C	E	K ₁	Maximální doporučené zdvihy dle zvol. Ød	Hmotnost při daném zdvihu Z
80	50	95	35	340	205	80	55	22x1,5	65	26	65,5	25	30	950	m = 15 + Z x 0,03160

Tab. 4.9. Vlastnosti zvoleného hydromotoru podpěr Z2HT

Na pístnici válce bude v její spodní části přivařen „talíř“ podpěry pro zvýšení půdorysné plochy nohy podpěry.

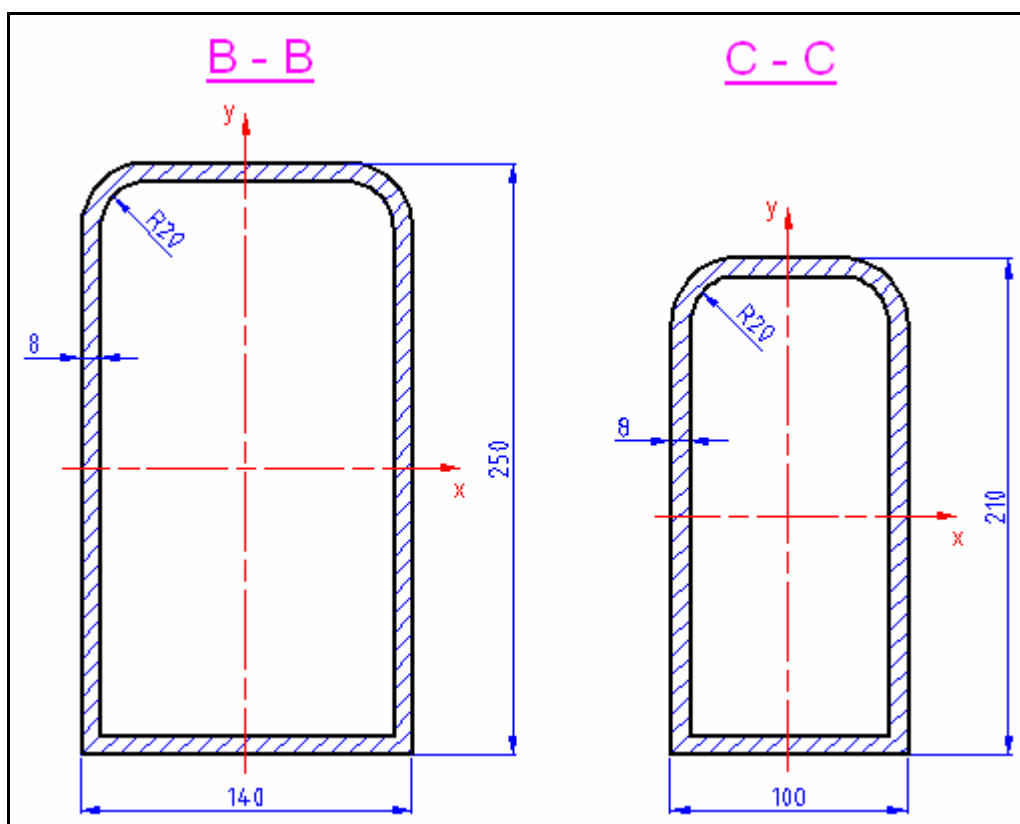
Skutečná síla, kterou vyvinou válce podpěr:

$$R_{podp} = p_{podp} \cdot \frac{\pi \cdot D_{podp}^2}{4} = 15 \cdot \frac{\pi \cdot 80^2}{4} = \underline{75\,398,22} \text{ [N]} \quad (175)$$

4.5.2. Pevnostní kontrola podstavy

Profil příčnicku tvoří plech ohýbaný do tvaru U, ke kterému je v jeho spodní části přivařen spodní, tvarovaný plech, který je zároveň jakousi základnou pro podstavu. Stejným způsobem jsou vyráběny trámce podstavy – ohnutím plechu a následně jeho svařením se spodní deskou. Materiálem je WELDOX 700E.

Záměrně volím trámce s vyšším plošným momentem setrvačnosti z důvodu možného teleskopického provedení trámců (výbava na přání).



Obr. 4.48. Průřez příčnicku a trámce

Tab. 4.10. Průřezové charakteristiky podstavy	Příčník	Trámce	Jednotky
Moment setrvačnosti k ose x	$47,24 \cdot 10^6$	$24,18 \cdot 10^6$	[mm ⁴]
Moment setrvačnosti k ose y	$19,181 \cdot 10^6$	$7,508 \cdot 10^6$	[mm ⁴]
Plocha průřezu	5819,185	4539,185	[mm ²]

Pevnostní kontrola příčníku

Ohybové napětí způsobené maximálním klopným momentem M_{klop}

$$\sigma_{pric} = \frac{M_{klop}}{W_{pric}} = \frac{M_{klop}}{\frac{J_{pric}}{e}} = \frac{110214 \cdot 10^3}{\frac{47,24 \cdot 10^6}{125}} = \underline{291,633} \text{ [MPa]} \quad (176)$$

Smykové napětí způsobené posouvající silou C_y

$$\tau_{pric} = \frac{C_y}{A_{pric}} = \frac{51341}{5819,185} = \underline{8,823} \text{ [MPa]} \quad (177)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{pric}^2 + 3 \cdot \tau_{pric}^2} = \sqrt{291,633^2 + 3 \cdot 8,823^2} = \underline{292,033} \text{ [MPa]} \quad (178)$$

$$\text{Faktor bezpečnosti k mezi kluzu: } \mu = \frac{f_y}{\sigma_{red}} = \frac{700}{292,033} = \underline{2,39 > 1,25} \quad (179)$$

Příčník pevnostně vyhovuje.

Pevnostní kontrola trámce

Trámec je zatěžován zejména ohybem, poněvadž je poměrně přesně veden v podstavě pomocí kluzných desek. Ohyb vyvolává síla válců podpěr R_{podp} , smyk síla C_y .

Ohybové napětí způsobené R_{podp}

$$\sigma_{tram} = \frac{M_{podp}}{W_{tram}} = \frac{R_{podp} \cdot 730}{\frac{J_{tram}}{e}} = \frac{75398,22 \cdot 730}{\frac{24,18 \cdot 10^6}{105}} = \underline{239,01} \text{ [MPa]} \quad (180)$$

Smykové napětí způsobené posouvající silou C_y

$$\tau_{tram} = \frac{C_y}{A_{tram}} = \frac{51341}{4539,185} = \underline{11,311} \text{ [MPa]} \quad (181)$$

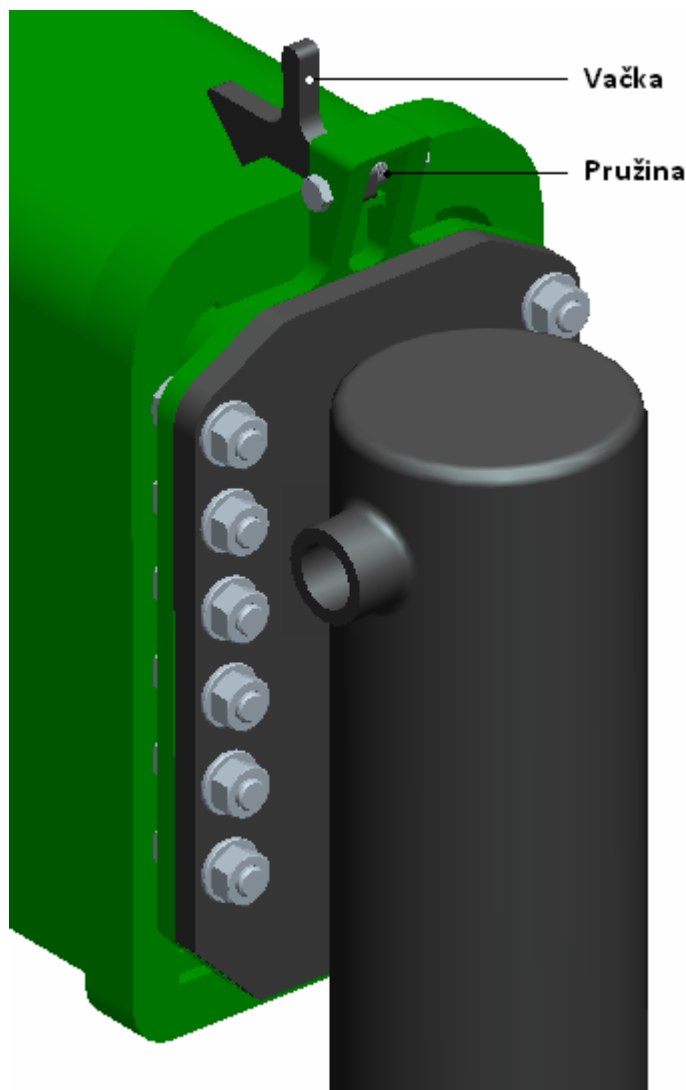
Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{tram}^2 + 3 \cdot \tau_{tram}^2} = \sqrt{239,01^2 + 3 \cdot 11,311^2} = \underline{239,812} \text{ [MPa]} \quad (182)$$

$$\text{Faktor bezpečnosti k mezi kluzu: } \mu = \frac{f_y}{\sigma_{red}} = \frac{700}{239,812} = \underline{2,918 > 1,25} \quad (183)$$

Trámce pevnostně vyhovují.

Pevnostní kontrola šroubového spojení podpěry a trámce



Obr. 4.49. Připojení válců podpěr s mechanickým, samočinným zajištěním

Připojení válců podpěr k trámci je realizováno rozebíratelným spojením dvanácti šrouby. Vzhledem k tomu, že se nejedná o šrouby lícované, předpokládám přenos zatížení třením.

Třecí síla, vyvozená 12-ti šrouby M10x30 pevnostní třídy 10.9, musí být větší než síla R_{podp} vyvozovaná hydraulickým válcem podpěry.

$$\text{Předpoklad: } \sum F_{\text{šr}} \cdot f_{\text{podp}} \geq R_{\text{podp}} \quad (184)$$

Potřebná osová síla připadající na jeden šroub bude dána vztahem:

$$F_{\text{šr}} = \frac{R_{\text{podp}}}{n_{\text{š}} \cdot f_{\text{podp}}} = \frac{75398,22}{12 \cdot 0,18} \cong \underline{34\,907} \text{ [N]} \quad (185)$$

Použité šrouby jsou v souladu s ČSN EN 12999 vysokopevnostní. Volím šrouby s jemným závitem s roztečí $P = 0,5$ [mm].

kde: $n_{\text{š}}$ – počet šroubů, volím $n_{\text{š}} = 12$ [-]

f_{podp} – součinitel tření mezi deskou podpěry a deskou trámce, pro
ocel – ocel volím $f_{\text{podp}} = 0,18$ [-]

Tahové napětí ve šroubu

$$\sigma_{t_{\text{šr}}} = \frac{F_{\text{šr}}}{A_{\text{šc}}} = \frac{F_{\text{šr}}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{34907}{\frac{\pi \cdot 9,387^2}{4}} = \underline{504,4} \text{ [MPa]} \quad (186)$$

$$\text{Faktor bezpečnosti k mezi kluzu: } \mu = \frac{f_y}{\sigma_{t_{\text{šr}}}} = \frac{900}{504,4} = \underline{1,784 > 1,25} \text{ vyhovuje} \quad (187)$$

Zajištění podpěr pro transport

Na výše uvedeném obr. 4.49. je uveden detail na zajištění podpěr během jízdy vozidla (transportu). ČSN EN 12999 klade požadavek na jištění podpěr v transportní poloze *„dvěma nezávislými zajišťovacími prostředky pro každé prodloužení, přičemž nejméně jedno z nich musí být činné automaticky, např. zajištění vačkou s pružinou“* ... Proto volím zajištění jednak pomocí hydraulických zámků na válcích výsunu trámců, jednak pomocí výše zmíněné vačky se zkrutnou pružinou, která při zasunutí podpěr samočinně „zacvakne“ a zajistí tak podpěry proti nežádoucímu pohybu. O poloze podpěr během přepravy je obsluha, resp. řidič vozidla, informována prostřednictvím vnějších zpětných zrcátek vozidla.

4.6. HYDRAULICKÝ SYSTÉM JEŘÁBU

4.6.1. Přehled použitých hydraulických motorů

Na řešeném hydraulickém nakládacím jeřábu jsou použity tyto přímočaré hydraulické motory:

2ks pro výsun jednotlivých sekcí ($D = 45\text{mm}$, $d = 28\text{mm}$, $p = 24\text{MPa}$)

1 lámací válec ($D = 125\text{mm}$, $d = 70\text{mm}$, $p = 30\text{MPa}$)

1 zvedací válec ($D = 110\text{mm}$, $d = 70\text{mm}$, $p = 30\text{MPa}$)

2 ks pro výsun trámů z příčnicku ($D = 32\text{mm}$, $d = 18\text{mm}$, $p = 15\text{MPa}$)

2ks pro výsun noh podpěr ($D = 80\text{mm}$, $d = 50\text{mm}$, $p = 15\text{MPa}$)

1ks pro pohon hřebene mechanismu otoče ($D = 105\text{mm}$, $p = 10\text{MPa}$)

kde: D – Ø pístu, d – Ø pístnice a p – jmenovitý tlak hydraulického motoru

Celkem je tedy použito 9 ks přímočarých hydraulických motorů.

4.6.2. Návrh čerpadla

Při návrhu čerpadla pro hydraulický systém jeřábu vycházím z průtokového množství hydraulického oleje. Bylo by jistě neefektivní navrhnout čerpadlo potřebné průtokové množství pro všechny hydraulické motory najednou.

ČSN EN 12999 na čerpadlo žádné zvláštní požadavky neklade – *čerpadlo musí zajistit potřebné dodávané množství a tlak kapaliny a musí být vhodné pro druh kapaliny používané v hydraulickém okruhu.*

Průtočné množství konkurenčních jeřábů stejné kapacitní třídy se pohybuje v rozmezí od 30 do 42 [$\text{l} \cdot \text{min}^{-1}$].

S ohledem na cenové náklady volím hydraulické pístové čerpadlo s pevným geometrickým objemem od firmy SUNFAB, model SC 034, dodávající průtočné množství $Q_p = 34$ [$\text{l} \cdot \text{min}^{-1}$] při otáčkách 1000 [min^{-1}], což jsou zvýšené volnoběžné otáčky motorů nákladních automobilů, při kterých zpravidla dosahují maxima točivého momentu. Maximální dodávaný tlak $p_{p\max} = 40$ [MPa].

Technická data – viz Příloha III.

Nyní je zapotřebí zkontrolovat, zda-li některý z válců nepřesahuje rychlost zdvihu $v_h = 0,15 \text{ [m.s}^{-1}\text{]}$ stanovenou pro výpočet dle [2]. Nejmenší plochu, a tudíž největší rychlost zdvihu břemene vykazují válce výsunu teleskopu, neboť při poloze teleskopického výložníku blížící se poloze svislé se již jedná o zdvih břemene.

$$v_{vv} = \frac{Q_p}{S_{vv}} = \frac{Q_p}{\frac{\pi \cdot D_{vv}^2}{4}} = \frac{\frac{34}{60000}}{\frac{3,14 \cdot 0,045^2}{4}} = \underline{0,356} > \underline{0,15} \text{ [m.s}^{-1}\text{]} \dots \text{nevyhovuje} \quad (188)$$

Je zřejmé, že okruh válců výsunu teleskopu bude nezbytné regulovat škrticím ventilem, nejlépe se stabilizací.

Válec s nejbližší vyšší plochou pístu je válec zvedací.

$$v_{zv} = \frac{Q_p}{S_{zv}} = \frac{Q_p}{\frac{\pi \cdot D_{zv}^2}{4}} = \frac{\frac{34}{60000}}{\frac{3,14 \cdot 0,11^2}{4}} = \underline{0,06} < \underline{0,15} \text{ [m.s}^{-1}\text{]} \dots \text{vyhovuje} \quad (189)$$

Je zřejmé, že rychlost zdvihu zvedacího válce je nižší než rychlost zdvihu stanovená pro výpočet. Vyhovovat tedy bude i válec lámací.

4.6.3. Stanovení velikosti nádrže

Velikost nádrže stanovím na základě délky hydraulického rozvodu na jeřábu a na základě srovnání velikosti nádrží na konkurenčních jeřábech, uvedeném v kapitole 2.6., tab. 2.1.

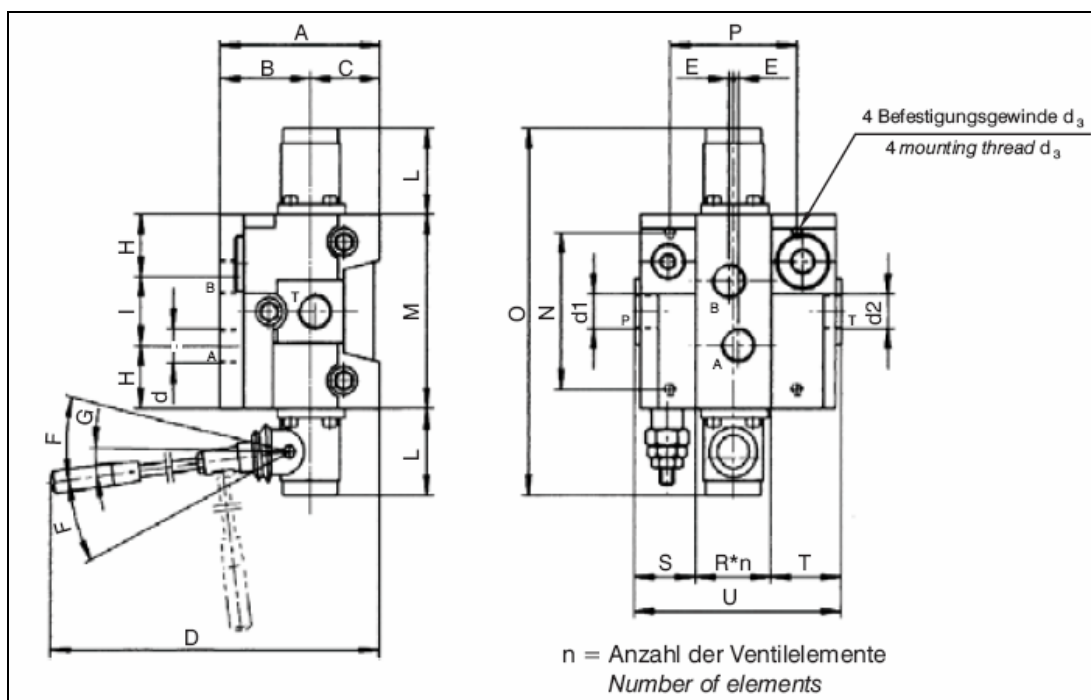
S ohledem na hydraulický systém volím velikost nádrže $V_T = 53 \text{ [dm}^3\text{]}$. Nádrž bude svařena z plechů tloušťky $t_T = 5 \text{ [mm]}$ ohýbaných do požadovaného tvaru.

Volím hydraulickou kapalinu MOGUL HM 46. Jedná se o hluboce rafinovaný ropný olej zušlechtěný přísadami proti oxidaci, korozi, opotřebení a pění ke zlepšení nízkoteplotních vlastností a viskozitně teplotního průběhu.

Pro zabránění vzniku situace, kdy by statický tlak v sání čerpadle byl roven tlaku nasycených par a rovněž proti pění oleje je nezbytné, aby sací výška byla negativní, tedy sací koš byl celý ponořen v oleji, stejně jako zpětné vedení.

4.6.4. Volba rozváděče

Pro řešení nakládací jeřáb volím rozváděč německé firmy HYDROPA, model PL30. Jedná se o rozváděč stavebnicové koncepce, přímo řízený (ručně, ovládacími pákami) s možností až 10-ti pracovních členů. Skládá se z rozváděcí a ovládací části. Max. provozní tlak 35 [MPa], max. průtok 50 [l.min⁻¹].



Obr. 4.50. Zvolený rozváděč HYDROPA PL 30 [21]

Typ	d	d ₁	d ₂	d ₃	A	B	C	D	E	F	G	H	I	L	M	N	O	P	R	S	T	U
PL 30	G 3/8	G 3/8	G 1/2	M6	82,5	46	36,5	250	-	18°	7°	30,5	34	42	95	77	179	26+ R*n	38	34,5	34,5	69+ R*n

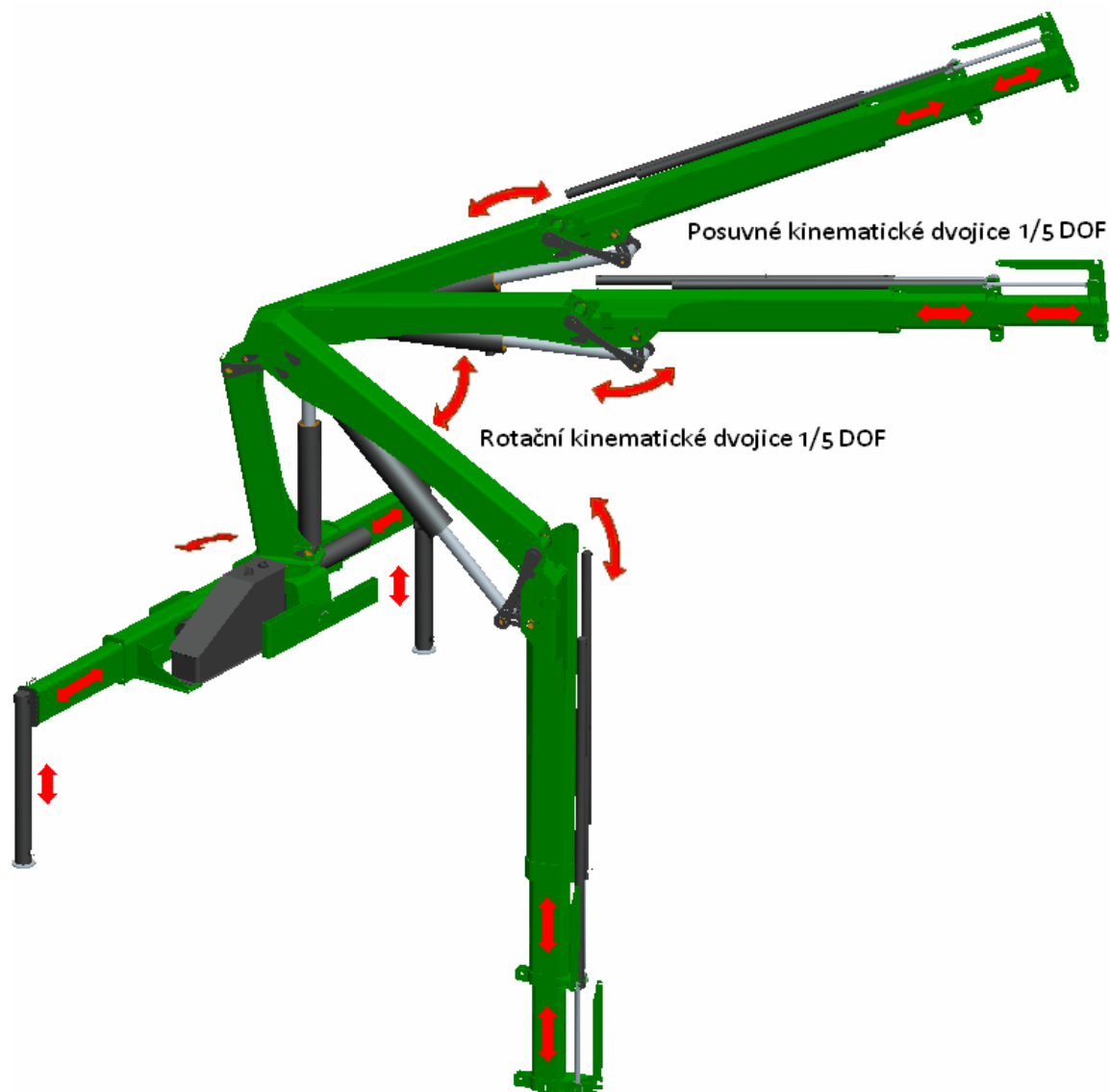
Tab. 4.11. Rozměry zvoleného rozváděče

Zvolený rozváděč bude vzhledem ke kinematice jeřábu obsahovat celkem osm členů, a tudíž osm ovládacích pák. Celková šířka rozváděče tedy bude 373 [mm].

Rozváděč bude součástí plechu, na kterém bude namontován spolu s táhly a potřebným příslušenstvím. Tento plech bude přivařen k podstavě tak, že rozváděč bude ve svislé poloze – aby jednotlivá táhla mohla být vedena vodorovně nad sebou nad příčnickem podstavu.

4.7. KINEMATIKA JEŘÁBU

4.7.1. Rozbor kinematiky jeřábu



Obr. 4.51. Kinematika hydraulického nakládacího jeřábu

Názvosloví kinematiky

Rameno – pevná část. *Kloub* – prvek umožňující řízený nebo volný pohyb dvou ramen, které spojuje. *Kinematická dvojice* – dvojice ramen spojených kloubem. *Kinematický řetězec* – množina ramen spojených klouby. *Mechanismus* – kinematický řetězec, jehož jedno rameno je spojeno se zemí. [18]

Tuhé těleso v prostoru má celkem 6 DOF (Degrees Of Freedom = ° volnosti).

Počet stupňů volnosti – Grüblerovo (Kutzbachovo) kritérium

$$F_{DOF} = \lambda_E \cdot (n - 1) - \sum_{i=1}^j c_i \quad (190)$$

$$F_{DOF} = 6 \cdot (8 - 1) - (5 + 5 + 5 + 5 + 5 + 5 + 5) \quad (191)$$

$$F_{DOF} = \underline{\underline{7 \text{ DOF}}}$$

Mechanismus, v tomto případě hydraulický nakládací jeřáb, má 7° volnosti, což znamená, že k jednoznačnému určení jeho okamžité polohy je zapotřebí sedmi nezávislých souřadnic.

kde: λ_E – počet DOF okolního prostoru, pro E^3 je DOF = 6 [-]

n – počet ramen mechanismu (bez hydraulických válců podpěr)

c_i – počet omezení odebraných kloubem i

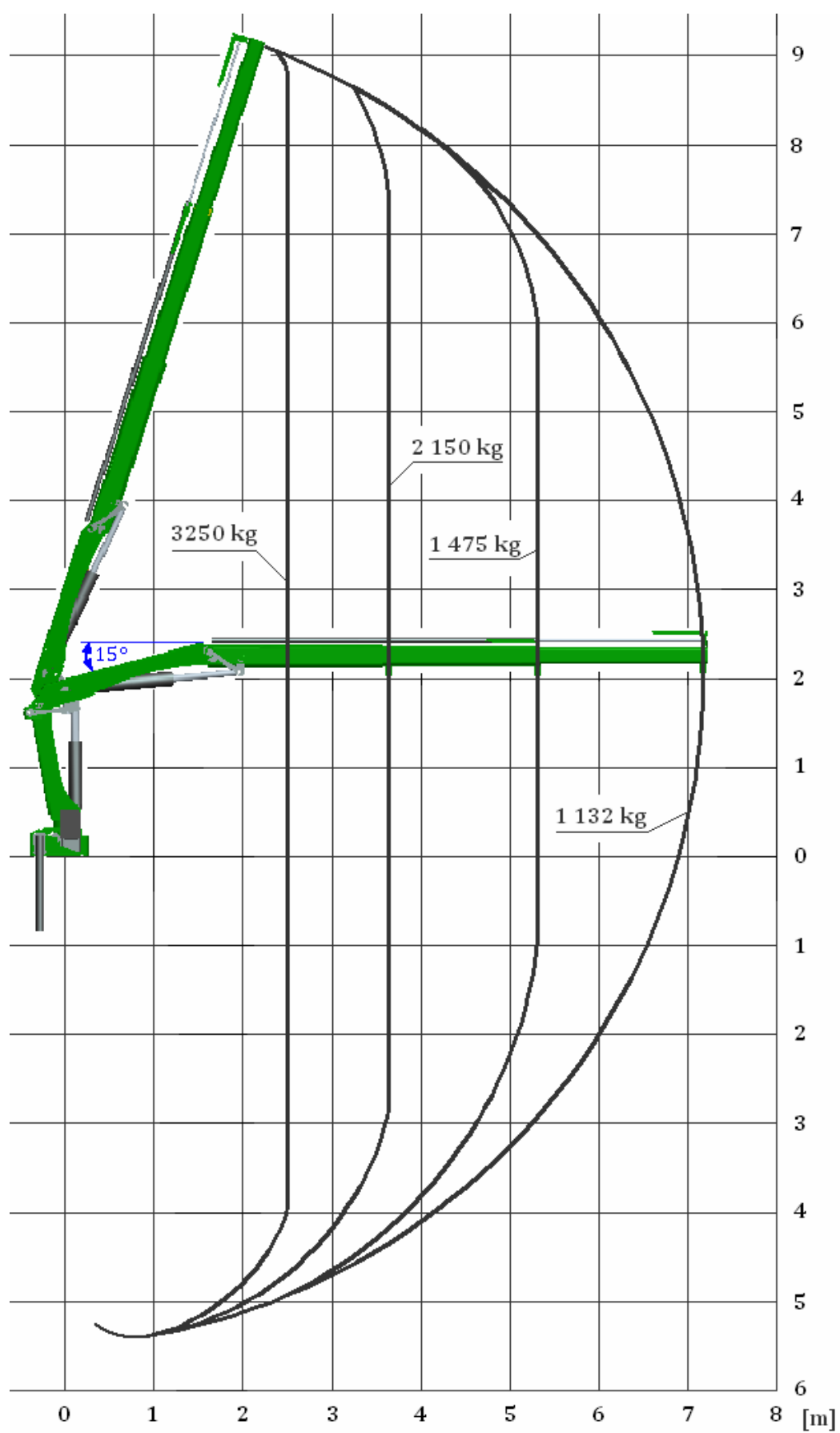
Pozn.: Na obr. 4.51. je uvedeno označení 1/5 DOF což znamená, že daná kinematická dvojice má 1 DOF a *odnímá* 5 DOF. Nakládací jeřáb je na obr. 4.51. uveden pro lepší přehlednost ve třech polohách, což však samozřejmě nemá vliv na stanovení počtu DOF.

4.7.2. Diagram zatížení jeřábu

Diagram zatížení, nebo-li také zátěžový diagram, je jednou ze stěžejních charakteristik hydraulického nakládacího jeřábu. Vypovídá o jeho nosnostech při jednotlivých délkách vyložení a rovněž i o geometrii jeřábu.

Řešený nakládací jeřáb je vybaven dvojitým pákovým systémem. Rychlost zvedání břemene tedy bude téměř konstantní, avšak konstantní nebude trajektorie břemene při zvedání. Přesný průběh této trajektorie lze stanovit pouze na základě testů. Proto zde níže uvádím jakýsi odhad této pohybové křivky.

Hodnoty nosnosti při jednotlivých vyloženích již budou samozřejmě hodnotami skutečnými.



Obr. 4.52. Zátěžový diagram

5. TECHNICKÝ POPIS

Navržený hydraulický nakládací jeřáb kapacitní třídy 80 [kN.m] je určen pro manipulaci zejména s kusovým materiálem, manipulačními jednotkami, apod. Nakládací jeřáb je namontován na podvozku nákladního automobilu vpředu, za kabinou řidiče. Je ovládán prostřednictvím ovládacích pák na rozváděči a pák na protější straně vozidla, které jsou s rozvaděčem spojeny pomocí táhel.

Konstrukce teleskopického výložníku, jehož nosné části tvoří šestiboké profily vyrobené ohýbáním vysokopevnostního plechu WELDOX 700E, umožňuje dosahovat při velmi nízké vlastní hmotnosti vysokých hodnot nosnosti i vyložení. Šestiboký profil má navíc vzhledem ke svým geometrickým vlastnostem schopnost samostředění.

Snížení, resp. eliminaci smykového tření mezi profily jednotlivých sekcí zajišťují kluzné desky TECAPET TF od firmy ENSINGER. Tyto polyethylenové kluzné desky s přídavkem PTFE mají velice nízký koeficient smykového tření, a tudíž šetří povrch výložníku. Kluzné desky jsou vkládány do ocelových rámečků vypalovaných z plechu, které jsou k výložníku přivařeny.

Výsun jednotlivých sekcí zajišťují přímočaré hydraulické motory. Při výsunu se nejprve aktivují „vyšší“ profily, tj. profily blíže k lámacímu rameni, při opačném pohybu je pořadí taktéž opačné.

Uložení hydraulických motorů výsunu je pro výsun sekce č. 1. zajištěno prostřednictvím čtvercových patek, které jednak vzhledem ke své geometrii zajišťují tvarový styk a jednak se nenaklání (nerotují). Přesné uložení bez nežádoucích pohybů při jízdě vozidla je dále zajištěno prostřednictvím přílozek, které po přišroubování přitlačují hydromotory do jejich správné polohy. Pro eliminaci ohybu pístnice, ke kterému by mohlo dojít při zvedání břemene o hmotnosti na samotné hranici nosnosti jeřábu, jsou díry pro čep pístnice nikoli kruhového, nýbrž eliptického tvaru, umožňující nepatrný pohyb čepu pístnice.

Samotné zvedání výložníku zajišťuje lámací válec působící prostřednictvím pákového systému na lámací rameno, které je součástí výložníku. Lámací rameno je tvořeno vlastním profilem, resp. sekcí č. 3. a svařencem, který je svařen z ohýbaného vysokopevnostního plechu WELDOX 900E. Ve svařenci je nalisována a přivařena trubka soustružená na požadované rozměry a průměry

pro uložení kluzných ložisek (tolerance H7). Mazání čepu je zajištěno maznicí, od které se mazivo přivádí po obvodu čepu prostřednictvím vyššího průměru směrem k podélným drážkám ložisek. Materiálem čepů je vysokopevnostní ocel 15 230.7, která je krom svých výborných mechanických vlastností navíc snadno svařitelná, což je důležité pro navaření plechových výlisků, zabraňujících pootočení čepu.

Veškerá použitá ložiska jsou od americké firmy GGB. Na základě online katalogu zmíněné firmy byl vybrán materiál ložisek DX, který sám výrobce doporučuje mj. pro obor hydraulických nakládacích jeřábů.

Spojení lámacího ramene s ramenem zvedacím je zajištěno rozebíratelným čepovým spojením. Mazání je zajištěno opět pomocí rozdílných průměrů.

Zvedací rameno, jedna z nejvíce namáhaných částí nakládacího jeřábu, je rovněž vyrobeno z ohýbaného plechu, v tomto případě WELDOX 700E. Je úmyslně volena otevřená konstrukce ramene, jednak z důvodu nižší hmotnosti, jednak z důvodu „ukrytí“ lámacího válce dovnitř konstrukce při složeném stavu. Rameno je v místě čepových spojů zesíleno přídatnými plechy, příčné vyztužení zajišťuje trubka pro uložení ložisek a na opačné straně, straně blíže sloupu, je příčné vyztužení realizováno plechem.

Sloup hydraulického nakládacího jeřábu zajišťuje rotaci jeřábu kolem svislé osy sloupu. Je podobně jako zvedací rameno vyroben z ohýbaného plechu a následně uzavřen po celé své délce z důvodu vyšší torzní tuhosti. Ve spodní části je přivařen k 15 [mm] silné plechové desce, na níž je navařen patní čep.

V jeho horní části jsou přivařeny dvě trubky z oceli 15 230.7, soustružené na požadovaný průměr a toleranci. Výše umístěná trubka zajišťuje uložení čepu spojujícího sloup se zvedacím ramenem, níže umístěná trubka slouží k uložení táhel pákového systému. Ložiska uložená v těchto trubkách jsou mazána čepem, který má po obou stranách mazací díru se závitem pro našroubování maznice.

Ve spodní části sloupu jsou v místě zesílení přídatným plechem vyvrtány dva otvory pro čep spojující těleso zvedacího válce se sloupem.

Patní čep sloupu zajišťuje uložení sloupu v podstavě. Je vyroben z vysokopevnostní oceli 15 230.7, soustružen na požadované rozměry. Přibližně uprostřed patního čepu je vyfrézováno čelní přímé ozubení, pod a nad ozubením jsou válcové plochy pro uložení v kluzných ložiskách. Sloup je uložen celkem ve

třech místech. Radiální síly zachycují ložiska nad a pod ozubením. Sílu axiální zachycuje kluzný prstenec, na který dosedá sloup prostřednictvím plechové desky. Kluzný prstenec je vyroben zakázkově z hliníkového bronzu, jeho uložení je realizováno lehkým nalisováním do drážky v podstavě – jedná se tedy o kombinaci silového a tvarového styku.

Natáčení sloupu je realizováno hřebenovým převodem. Na hřebenu o délce přibližně jednoho metru je z obou stran přišroubován píst s patřičným utěsněním. Z jedné či druhé strany, dle požadavku obsluhy, je přiváděna hydraulická kapalina. Tlaková energie kapaliny se přemění na energii mechanickou – axiální sílu v hřebenu, která vyvolá prostřednictvím ozubeného převodu otáčení sloupu, a tudíž i celého jeřábu.

Podstava jeřábu je hlavní částí jeřábu, která je spojena s pomocným rámem vozidla, nebo-li nepřímo s podvozkem vozidla. S ohledem na cenové náklady a požadovanou nízkou vlastní hmotnost je podstava svařená z plechů. Základem podstavy je příčník z ohýbaného plechu a spodního tvarovaného plechu (základny), ke kterému jsou přivařeny boční plechy, na které se uloží krátká, velkorozměrová, tlustostěnná trubka pro horní ložisko sloupu a kluzný prstenec. Na základnu se přivaří tlustostěnná trubka o podobných rozměrech jako trubka horní, po přesném vystředění trubky dojde k jejímu přivaření a zároveň se spojí pomocí ohýbaného plechu s trubicou horní a opět přivaří. Toto opatření je z důvodu vysokého namáhání těchto částí podstavy a rovněž z důvodu požadované souososti. Jsou-li trubky navzájem nerozebíratelně spojeny, dojde k uzavření plechem shora a zezadu. Boční plechy obsahují mj. dva souosé otvory pro vložení tlustostěnné trubky, do níž se našroubují válce hřebene a která je naříznuta do požadovaného tvaru v oblasti ozubení sloupu. Uprostřed této trubky je vyvrtán průchozí otvor pro uložení kluzné kulisy, kterou tvoří čep z bronzu o průměru 55 [mm], který má průchozí díru a sražení pro upevnění šroubem se zápusťnou hlavou velikosti M10. Průchozí díra vede rovněž přes příčník podstavy, ve kterém je vyřezán závit pro našroubování zmíněného šroubu. Příčník podpěry zároveň tvoří „úložiště“ trámů a hydraulických válců výsunu trámů.

Trámce jsou prvky, jejichž úkolem je spolu s podpěrami zabezpečit potřebnou stabilitu jeřábu. Trámce jsou skříňové konstrukce, tj. uzavřené profily vyrobené

z ohýbaného plechu, ke kterému je zespod přivařen plechový pás. Mezi trámcem a příčnickem podstavy jsou z důvodu snížení tření a eliminace otěru navařeny ocelové rámečky, ve kterých jsou uloženy kluzné desky ENSINGER TECAPET TF. Spojení hydraulického válce podpěr k trámcí je realizováno šroubovým spojením ocelových desek – předpokládám přenos zatížení silovým stykem – třením. V trámcí je v místě připojení k plechové desce vyvrtán otvor pro přišroubování pístnice hydromotoru k tělesu trámce – je tak zajištěn přístup nástrčnými klíči – stejně jako v případě upevnění tělesa hydromotoru výsunu trámců, zde je však nutné matici příliš nedotahovat, aby byla zajištěna možnost mírného naklápění hydromotoru.

Podpěru tvoří upravený přímočarý hydromotor přivařený k plechové desce. Nohu podpěry tvoří pístnice, ke které je zespod přivařen plechový „talíř“.

5.1. TECHNICKÉ PARAMETRY JEŘÁBU

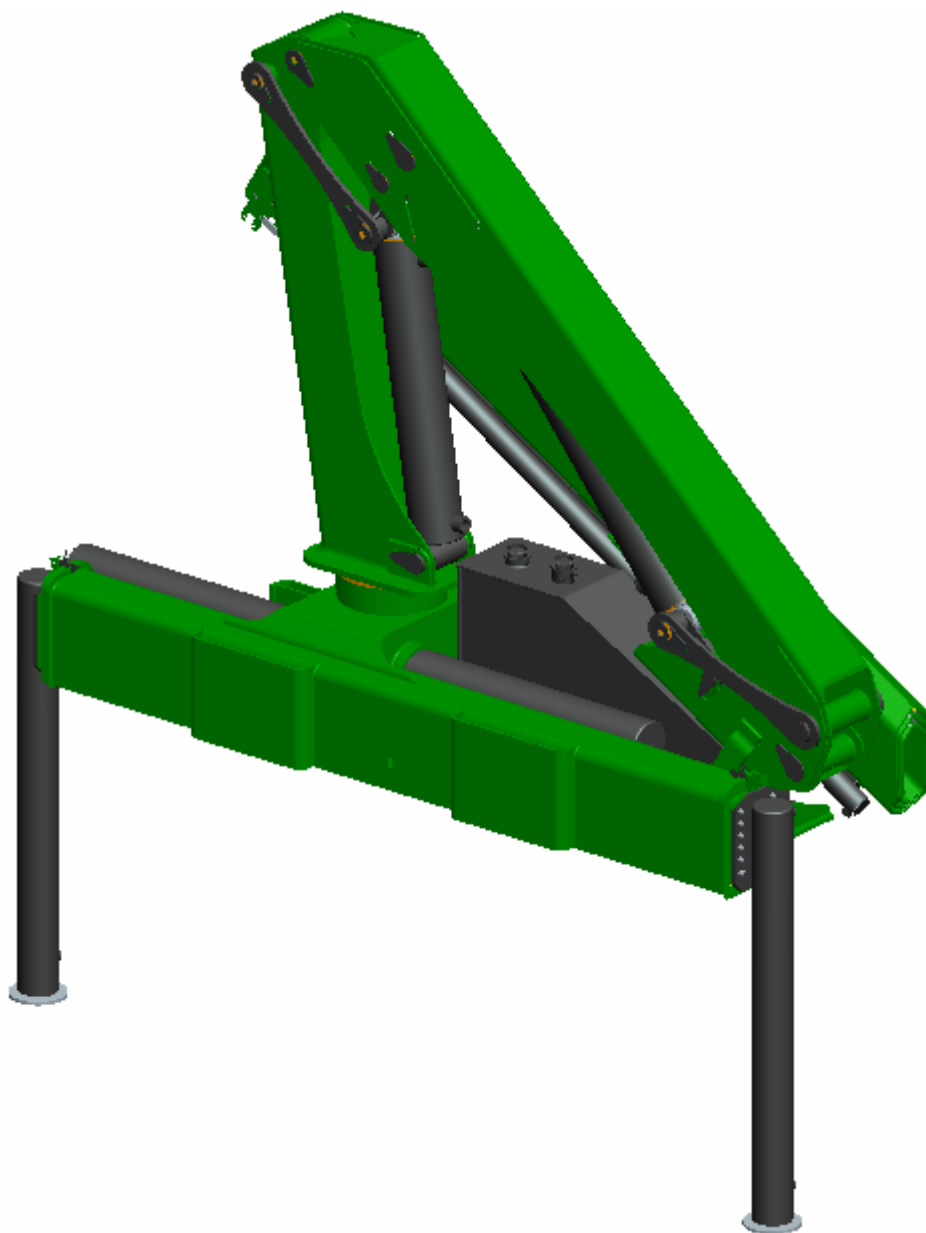
Zdvihový moment	80	[kN.m]
Dosah ramene	7,203	[m]
Úhel natočení	400	[°]
Výška v transportní poloze	1 660	[mm]
Šířka v transportní poloze	2 282	[mm]
Zástavbová šířka	688	[mm]
Max. provozní tlak	30	[MPa]
Dodávané množství oleje	34	[l.min ⁻¹]
Objem olejové nádrže	53	[dm ³]
Rozpětí stab. Podpěr	3 700	[mm]
Vlastní hmotnost ¹⁾	1 230	[kg]
¹⁾ Odhad na základě analýzy jednotlivých částí. Vlastní hmotnost bez hadic, rozváděče, pák a upevňovacích prvků činí 1 200 [kg].		

Tab. 5.1. Technické parametry navrženého hydraulického nakládacího jeřábu

6. ZÁVĚR

Dle zadaných požadavků byl navržen hydraulický nakládací jeřáb kapacitní třídy 80 [kN.m] s dvojitým teleskopem a s pákovým systémem na lámacím i zvedacím rameni, což je v této kapacitní třídě nevídané a je nad rámec zadání této práce. Teleskopický výložník byl zkontrolován dle ČSN EN 12999, pomocí MKP byly zkontrolovány nejvíce namáhané části jeřábu.

Naprostá většina hlavních částí a konstrukčních uzlů byla tvarově optimalizována v CAD systému Pro/ENGINEER, čímž bylo dosaženo kompaktních rozměrů jeřábu.



Obr. 6.1. Navržený hydraulický nakládací jeřáb



Obr. 6.2. Navržený nakládací jeřáb umístěný za kabinou třínápravového nákladního vozidla MAN TGS

Seznam použité literatury

- [1] Pavliska, J., Hrabovský, L.: *Dopravní a manipulační zařízení IV.* ES VŠB-TUO 2004. Str. 81 ÷ 84
- [2] ČSN EN 12999 *Jeřáby – Nakládací jeřáby*
- [3] Katalog firmy ATLAS-TEREX URL: <<http://www.terex.de>>
- [4] HIAB, internetové stránky URL: <<http://www.hiab.com>>
- [5] Katalogy firmy PALFINGER URL: <<http://www.palfinger.at>>
- [6] Katalogy firmy FASSI URL: <<http://www.fassigroup.com>>
- [7] Internetová encyklopedie URL: <<http://commons.wikimedia.org>>
- [8] PALFINGER *Die Krantechnik, Kapitel D.*
- [9] Hydraulics. Výrobní katalog. URL: <<http://www.hydraulics.cz>>
- [10] LIEBHERR, internetové stránky URL: <<http://www.liebherr.com>>
- [11] HMF, internetové stránky URL: <<http://www.hmf.dk>>
- [12] DIN 15018-1 *Krane; Grundsätze für Stahltragwerke; Berechnung*
- [13] Katalogy firmy WELDOX URL: <<http://www.weldox.com>>
- [14] ČSN EN ISO 4063 *Svařování a příbuzné procesy - Přehled metod a jejich číslování*
- [15] Katalogy firmy ENSINGER URL: <<http://www.ensinger.cz>>
- [16] Katalogový list firmy GGB URL: <<http://www.ggbearings.com>>
- [17] ESAB, internetové stránky URL: <<http://www.esab.cz>>
- [18] Baraňák, J.: *Návrh mobilní hydraulické ruky pro hlubinné doly.* Diplomová práce. VŠB-TUO 2007. Str. 27

- [19] ČSN 01 4607 *Ozubená kola čelní s evolventním ozubením. Základní profil.*
- [20] ČSN 01 4686-4 *Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Návrhový a zjednodušený kontrolní výpočet čelních ozubených kol.*
- [21] HYDROPA, internetové stránky URL: <<http://www.hydropa.de>>

Použitý software

- [1] Autodesk, Inc., *AutoCAD Mechanical 2006*, výuková verze. USA, 1982-2005
- [2] PTC, *Pro/ENGINEER Wildfire 2.0*, Educational Edition, Needham, USA, 2004
- [3] PTC, *Mathcad 14*, Educational Edition, Needham, USA, 2007
- [4] ANSYS, Inc., *ANSYS Workbench 11*, Non-Commercial version
- [5] Němček, M.: *Modul, ČSN_w, Geometrie*, VŠB–TUO 2004

Seznam grafických prací

Hydraulický nakládací jeřáb	-	1-117	(A1)
Teleskopický výložník	-	0-117-1	(A0)
Sekce č. 2.	-	1-117-1-1	(A1)
Sekce č. 2. (kusovník)	-	KS-4-117-1-1	

Seznam příloh

- Příloha I.: Sloup – kontrola svarového spojení
- Příloha II.: Kontrola zbývajících čepových spojení
- Příloha III.: Čerpadlo SUNFAB – Katalogový list

Zatížení svarů

Z obr. 4.38. na straně 85 je maximální klopný moment: $M_{klop} = 110\,214 \text{ [N.m]}$

Posouvající síla \Rightarrow radiální síla $C_x = 400\,778 \text{ [N]}$ (viz vztah (156)) obojí pro C1

Osová síla \Rightarrow axiální síla $C_y = 51\,341 \text{ [N]}$ (viz vztah (158))

Smykové napětí od posouvající síly

$$\tau_{\parallel} = \frac{C_x}{S_{SW}} = \frac{400778}{13610} = \underline{29,45} \text{ [MPa]}$$

Tlakové napětí od osových sil

$$\tau_{\perp} = \frac{C_y}{S_{SW}} = \frac{51341}{13610} = \underline{3,773} \text{ [MPa]}$$

Smykové napětí od ohybového momentu

$$\tau_{2\perp} = \frac{M_{klop}}{W_{SW}} = \frac{M_{klop}}{\frac{J_{xSW}}{e}} = \frac{110214 \cdot 10^3}{\frac{131,39 \cdot 10^6}{181,3}} = \underline{152,08} \text{ [MPa]}$$

Pozn.: Vzhledem k tomu, že se jedná o nejvíce namáhané svarové spojení na jeřábu vůbec, zavádím níže uvedené součinitele bezpečnosti svarů...

Srovnávací napětí

$$\tau_s = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp} + \tau_{2\perp}}{\alpha_{\tau\perp}}\right)^2 + 2 \cdot \left(\frac{\tau_{\parallel}}{\alpha_{\tau\parallel}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{3,773 + 152,08}{0,75}\right)^2 + 2 \cdot \left(\frac{29,45}{0,65}\right)^2}$$

$$\tau_s = \underline{217,458} \text{ [MPa]}$$

Faktor bezpečnosti k mezi kluzu přídavného materiálu

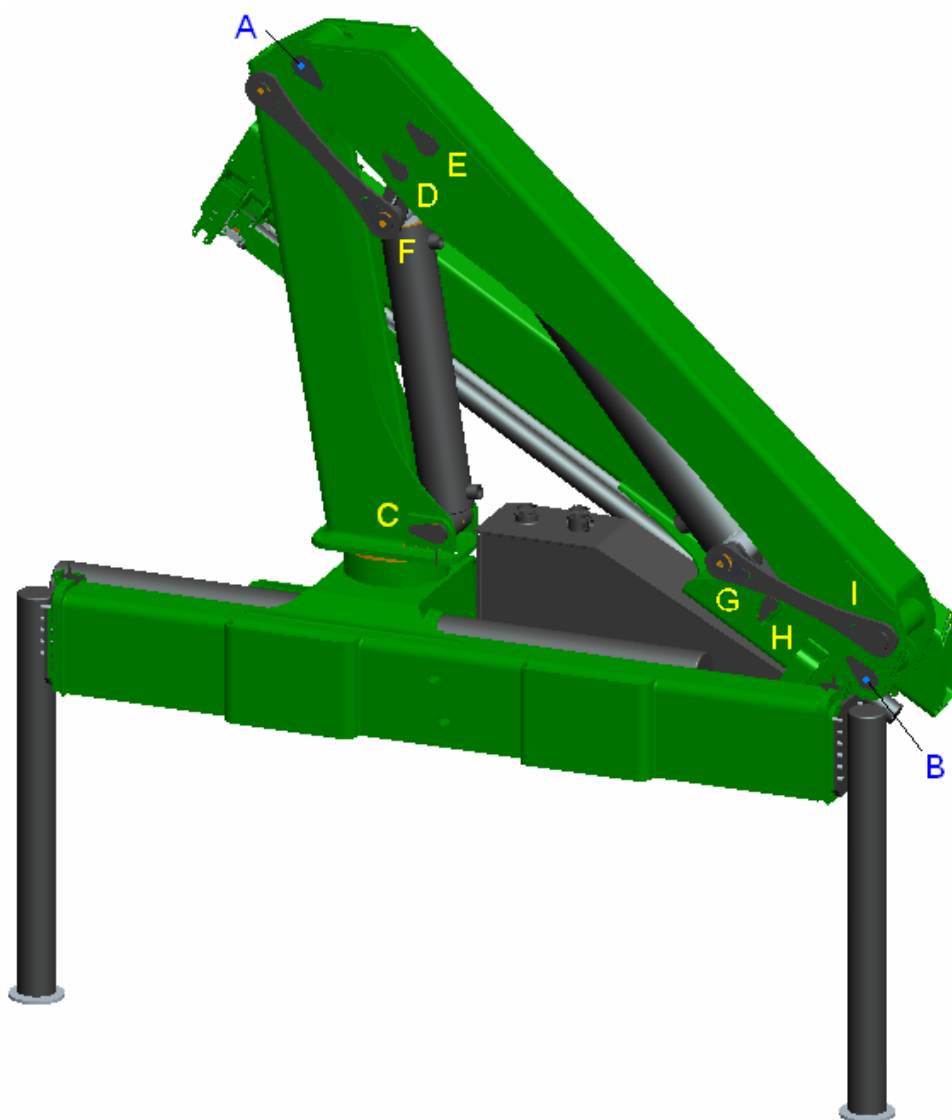
$$\mu = \frac{R_{ew}}{\tau_s} = \frac{445}{217,458} = \underline{2,046} \text{ [-]} \dots \text{ vyhovuje pro případy A1, A3 i C1}$$

PŘÍLOHA II.

Kontrola zbývajících čepových spojení

Spojení čepem je jednak spojení rozebíratelné, jednak spolehlivé a poměrně jednoduché. I to je důvodem vysokého počtu čepových spojů na jeřábu, které však vzhledem k rozsáhlosti nebylo možné v rámci obsahu práce zkontrolovat všechny najednou. V rámci práce byly zkontrolovány čepy **A** a **B**, viz obr. níže.

Výpočet čepů uvažuji pro případ C1, tedy pro případ prasknutí hadice a tlak zvedacího a lámacího hydraulického válce $p_{\max} = 36$ [MPa].



Obr. 1. Nejvíce namáhaná, nosná čepová spojení

Čepové spojení C

Čep C je zatěžován pouze střihem od trubky uložení zvedacího válce (viz obr. 4.36, str. 83) silou $F_{zv\max} = 342\,119,344$ [N].

Zatížení střihem:

$$\tau_C = \frac{F_{zv\max}}{2 \cdot S_{\varepsilon C}} = \frac{F_{zv\max}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_C^2}{4}} = \frac{342119,344}{\frac{3,14 \cdot 50^2}{2}} = \underline{87,12} \text{ [MPa]}$$

Faktor bezpečnosti k dovolenému napětí ve smyku:

$$\mu_C = \frac{\tau_{DOV}}{\tau_C} = \frac{334}{87,12} = \underline{3,83 > 1,25} \dots \text{vyhovuje}$$

kde: τ_{DOV} – dovolené napětí ve střihu, $\tau_{DOV} = 0,4 \cdot f_y = 0,4 \cdot 835 = \underline{334}$ [MPa]

Pozn.: Při zatížení pouze smykem nelze vyjádřit bezpečnost k mezi kluzu, poněvadž tangenciální smykové napětí je mnohem více nebezpečné než napětí tahové či ohybové a je tedy zapotřebí provést převodní vztah.

Čepové spojení D

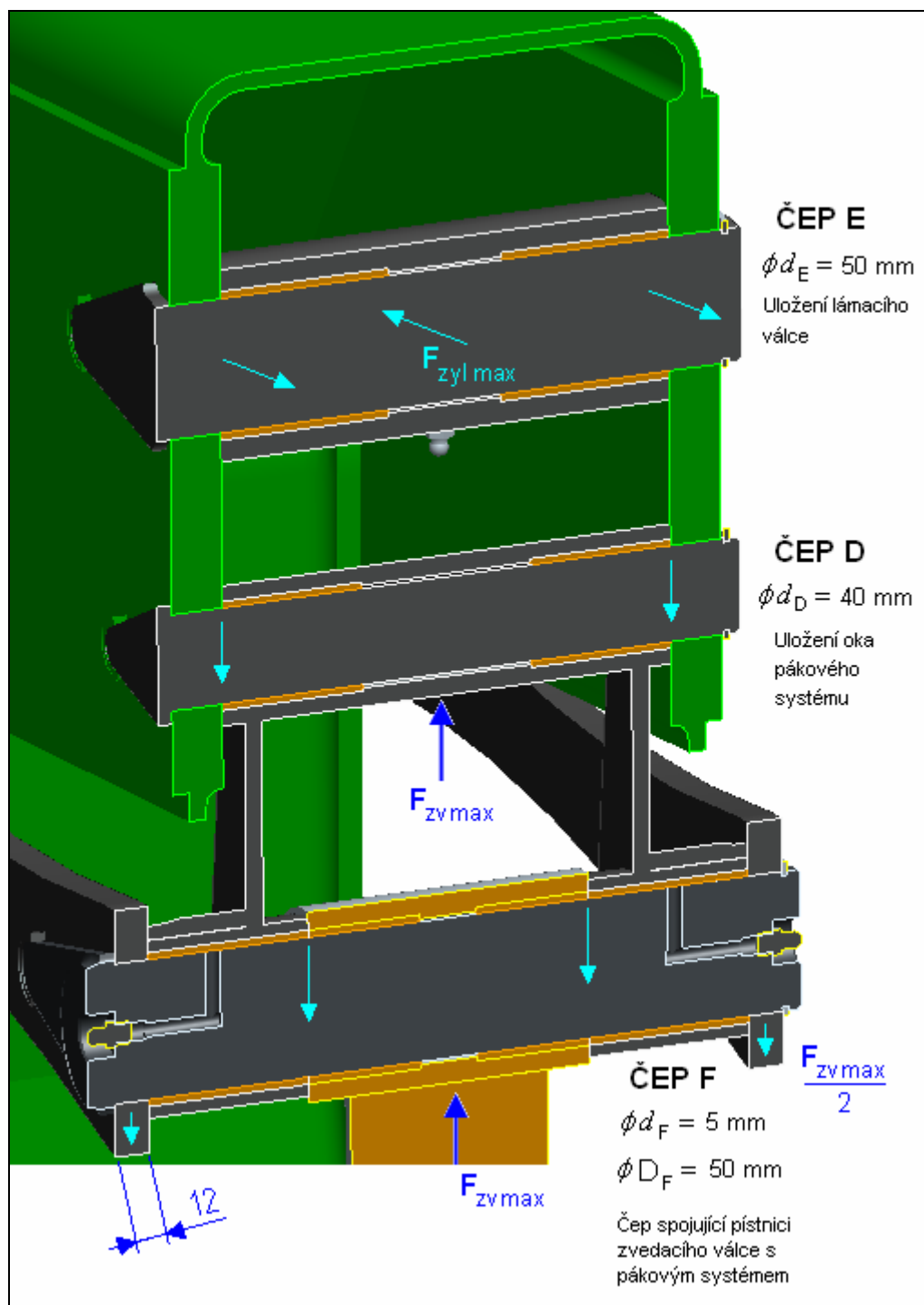
Z obr. 2. uvedeného na následující straně je zřejmé, že čepové spojení D je opět namáháno pouze střihem od síly $F_{zv\max}$, zatěžující v tomto případě oko pákového systému. Pro tento výpočet uvažuji oko za absolutně tuhé. Na čep působí celá složka síly $F_{zv\max}$ nikoli po celou dobu zvedání, nýbrž pouze při poloze zvedacího ramene nad jeho horizontální polohou a to jen v určité, z hlediska tohoto výpočtu nedůležité, okamžité poloze.

Zatížení střihem – čep D:

$$\tau_D = \frac{F_{zv\max}}{2 \cdot S_{\varepsilon D}} = \frac{F_{zv\max}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_D^2}{4}} = \frac{342119,344}{\frac{3,14 \cdot 40^2}{2}} = \underline{136,125} \text{ [MPa]}$$

Faktor bezpečnosti k dovolenému napětí ve smyku:

$$\mu_D = \frac{\tau_{DOV}}{\tau_D} = \frac{334}{136,125} = \underline{2,45 > 1,25} \dots \text{vyhovuje}$$



Obr. 2. Uložení a zatížení čepů D, E a F

Čepové spojení E

Čep E je zatěžován pouze střihem od trubky uložení lámacího válce silou $F_{zy/\max} = 441\,786,47$ [N].

Zatížení střihem:

$$\tau_E = \frac{F_{zy/\max}}{2 \cdot S_{\text{čE}}} = \frac{F_{zy/\max}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_F^2}{4}} = \frac{441\,786,47}{\frac{3,14 \cdot 50^2}{2}} = \underline{112,5} \text{ [MPa]}$$

Faktor bezpečnosti k dovolenému napětí ve smyku:

$$\mu_E = \frac{\tau_{DOV}}{\tau_E} = \frac{334}{112,5} = \underline{2,968} > \underline{1,25} \dots \text{vyhovuje}$$

Čepové spojení F

Čep F je zatěžován jednak střižnou silou $F_{zv/\max}$, která navíc přidává také ohyb na rameni táhla pákového mechanismu (zjednodušující předpoklad).

Zatížení ohybem:

$$\sigma_F = \frac{\frac{F_{zv/\max}}{2} \cdot 6}{\pi \cdot \left(\frac{D_F^3 - d_F^3}{32} \right)} = \frac{342\,119,44 \cdot 3}{3,14 \cdot \left(\frac{50^3 - 5^3}{32} \right)} \cong \underline{83,72} \text{ [MPa]}$$

Zatížení střihem:

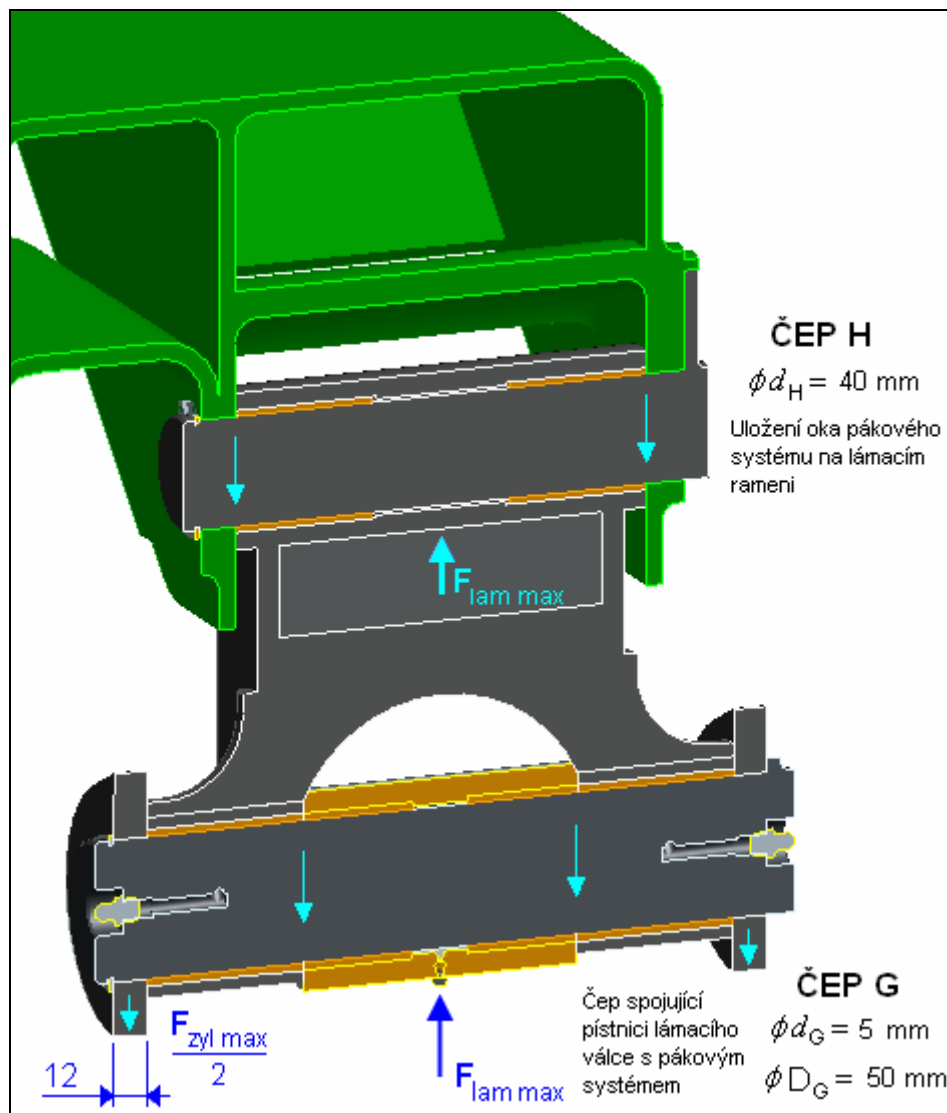
$$\tau_F = \frac{F_{zv/\max}}{2 \cdot S_{\text{čF}}} = \frac{F_{zv/\max}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot D_F^2}{4}} = \frac{342\,119,344}{\frac{3,14 \cdot 50^2}{2}} = \underline{87,12} \text{ [MPa]}$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_F^2 + 2 \cdot \tau_F^2} = \sqrt{83,72^2 + 2 \cdot 87,12^2} = \underline{148,96} \text{ [MPa]}$$

Faktor bezpečnosti k mezi kluzu:

$$\mu_F = \frac{f_y}{\sigma_{red}} = \frac{835}{148,96} = \underline{5,6} \gg \underline{1,25} \dots \text{vyhovuje}$$



Obr. 3. Uložení a zatížení čepů G a H

Čepové spojení G

Čep F je zatěžován jednak střížnou silou $F_{lam \max}$ a silou $F_{zyl \max}$ způsobující napětí ohybové.

Zatížení ohybem:

$$\sigma_G = \frac{\frac{F_{zyl \max}}{2} \cdot 6}{\pi \cdot \left(\frac{D_G^3 - d_G^3}{32} \right)} = \frac{441786,47 \cdot 3}{3,14 \cdot \left(\frac{50^3 - 5^3}{32} \right)} \cong 108,108 \text{ [MPa]}$$

Zatížení stříhem:

$$\tau_G = \frac{F_{lam \max}}{2 \cdot S_{cG}} = \frac{F_{lam \max}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot D_G^2}{4}} = \frac{265700}{\frac{3,14 \cdot 50^2}{2}} = \underline{67,7} \text{ [MPa]}$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_G^2 + 2 \cdot \tau_G^2} = \sqrt{108,108^2 + 2 \cdot 67,7^2} = \underline{144,409} \text{ [MPa]}$$

Faktor bezpečnosti k mezi kluzu:

$$\mu_G = \frac{f_y}{\sigma_{red}} = \frac{835}{144,409} = \underline{5,782} > \underline{1,25} \dots \text{vyhovuje}$$

Čepové spojení H

Čep H je zatěžován pouze stříhem od trubky uložení oka pákového systému na lámacím rameni silou $F_{lam \max} = 265\,700 \text{ [N]}$.

Zatížení stříhem:

$$\tau_E = \frac{F_{lam \max}}{2 \cdot S_{cH}} = \frac{F_{lam \max}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_H^2}{4}} = \frac{265700}{\frac{3,14 \cdot 40^2}{2}} = \underline{105,719} \text{ [MPa]}$$

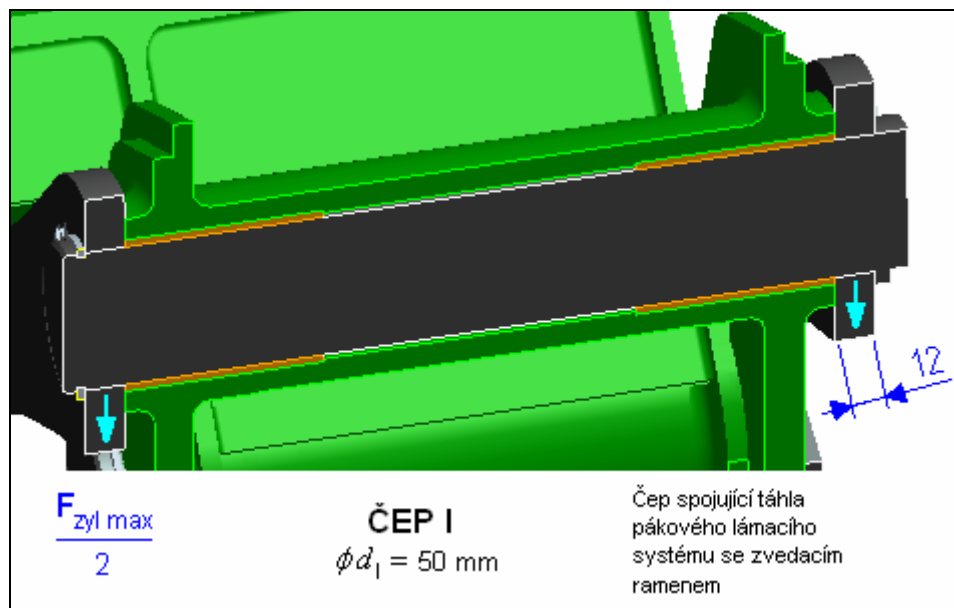
Faktor bezpečnosti k dovozenému napětí ve smyku:

$$\mu_E = \frac{\tau_{DOV}}{\tau_E} = \frac{334}{105,719} = \underline{3,15} > \underline{1,25} \dots \text{vyhovuje}$$

Čepové spojení I

Čep I je zatěžován ohybovým momentem a stříhem od složky síly F_{zyl} působící v táhlech pákového lámacího systému.

Z obr. 4.14. uvedeném na str. 61 je zřejmé, že složka síly F_{zyl} není stejně jako samotná síla F_{zyl} konstantní. Budu tedy uvažovat nejnebezpečnější možnost zatížení čepu – situaci, kdy je čep zatěžován uvažovanou složkou síly F_{zyl} rovné síle $F_{zyl \max}$ (případ C1).



Obr. 4. Uložení a zatížení čepu I

Zatížení ohybem:

$$\sigma_I = \frac{\frac{F_{zyl\ max}}{2} \cdot 6}{\frac{\pi \cdot d_I^3}{32}} = \frac{441786,47 \cdot 3}{\frac{\pi \cdot 50^3}{32}} = \underline{108} \text{ [MPa]}$$

Zatížení střihem:

$$\tau_I = \frac{F_{zyl\ max}}{2 \cdot S_{cl}} = \frac{F_{zyl\ max}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_I^2}{4}} = \frac{441786,47}{\frac{3,14 \cdot 50^2}{2}} = \underline{112,5} \text{ [MPa]}$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_I^2 + 2 \cdot \tau_I^2} = \sqrt{108^2 + 2 \cdot 112,5^2} = \underline{192,293} \text{ [MPa]}$$

Faktor bezpečnosti k mezi kluzu:

$$\mu_I = \frac{f_y}{\sigma_{red}} = \frac{835}{192,293} = \underline{4,34} > \underline{1,25} \dots \text{ vyhovuje}$$

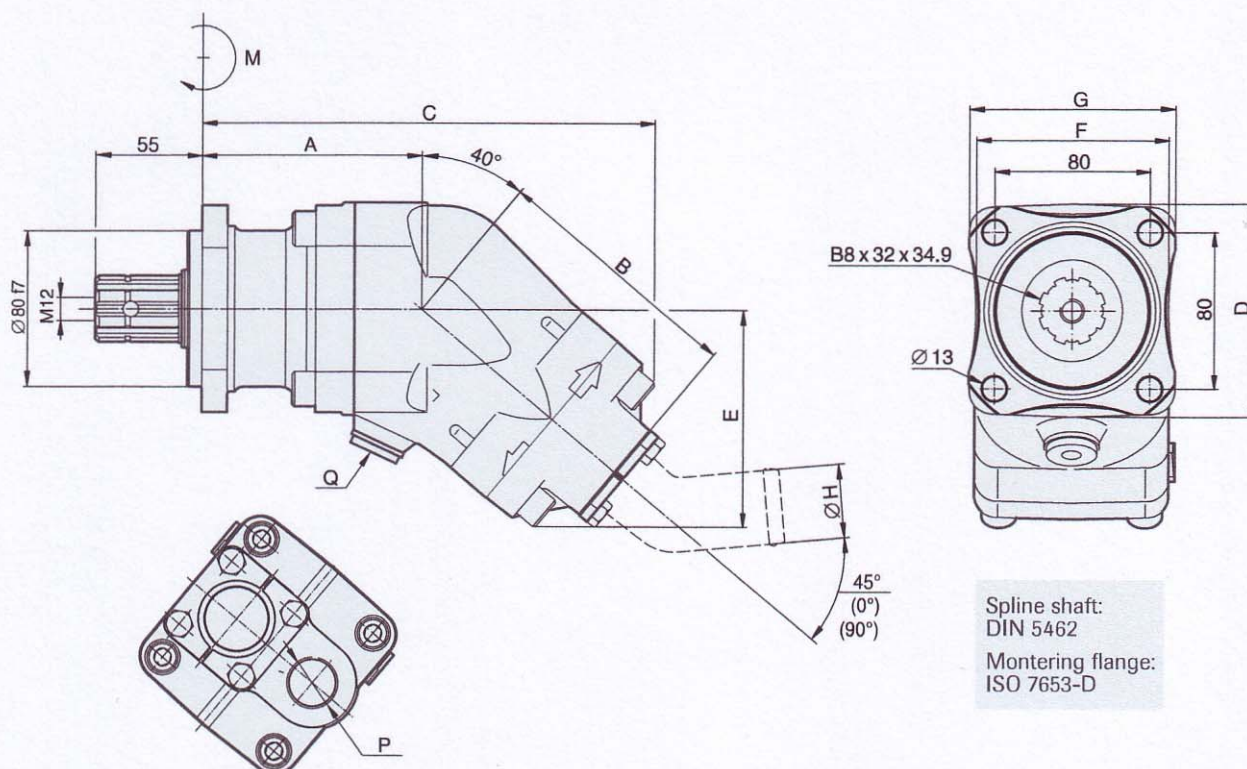
V žádném z čepových spojení nebylo překročeno dovolené napětí, čepová spojení vyhovují.



PŘÍLOHA III.

Type SC			012	017	025	034	047	064	084	108
Nominal oil flow at pump speed rpm						l/min				
	500	5.8	7.9	12.5	17.0	23.5	31.5	41.5	54.0	
	1000	12.0	16.2	25.0	34.0	47.0	63.5	83.5	108.0	
	1500	18.3	24.7	37.5	51.0	70.5	95.5	125.0	162.0	
Displacement	cm ³ /rev.	12.6	17.0	25.4	34.2	47.1	63.6	83.6	108.0	
Max pump speed: <i>continuous</i> <i>limited</i>										
	rpm	2300	2300	2300	2300	1900	1900	1500	1500	
		3000	3000	3000	3000	2500	2500	2000	2000	
Max working pressure	MPa	40	40	40	40	40	40	40	40	
Weight	kg	8.1	8.1	8.1	8.1	11.7	11.7	17.0	17.0	
Dimensions	mm	A	97	97	97	97	113	113	123	123
		B	112	112	112	112	130	130	147	147
		C	202	202	202	202	228	228	259	259
		D	99	99	99	99	109	109	126	126
		E	97	97	97	97	109	109	126	126
		F	89	89	89	89	99	99	115	115
		G	97	97	97	97	106	106	123	123
		H	38	38	38	38	38	38	50	50
	ISO G	P	50	50	50	50	50	50	64	64
		Q	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	1	1
	ISO G	Q	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	
Tare-weight torque	Nm	M	6.9	6.9	7.4	7.4	13	13	21	21
Direction of rotation	optional									

Subject to design alteration



1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50
51
52
53
54
55
56
57
58
59
60
61
62
63
64
65
66
67
68
69
70
71
72
73
74
75
76
77
78
79
80
81
82
83
84
85
86
87
88
89
90
91
92
93
94
95
96
97
98
99
100
101
102
103
104
105
106
107
108
109
110
111
112
113
114
115
116
117
118
119
120
121
122
123
124
125
126
127
128
129
130
131
132
133
134
135
136
137
138
139
140
141
142
143
144
145
146
147
148
149
150
151
152
153
154
155
156
157
158
159
160
161
162
163
164
165
166
167
168
169
170
171
172
173
174
175
176
177
178
179
180
181
182
183
184
185
186
187
188
189
190
191
192
193
194
195
196
197
198
199
200
201
202
203
204
205
206
207
208
209
210
211
212
213
214
215
216
217
218
219
220
221
222
223
224
225
226
227
228
229
230
231
232
233
234
235
236
237
238
239
240
241
242
243
244
245
246
247
248
249
250
251
252
253
254
255
256
257
258
259
260
261
262
263
264
265
266
267
268
269
270
271
272
273
274
275
276
277
278
279
280
281
282
283
284
285
286
287
288
289
290
291
292
293
294
295
296
297
298
299
300
301
302
303
304
305
306
307
308
309
310
311
312
313
314
315
316
317
318
319
320
321
322
323
324
325
326
327
328
329
330
331
332
333
334
335
336
337
338
339
340
341
342
343
344
345
346
347
348
349
350
351
352
353
354
355
356
357
358
359
360
361
362
363
364
365
366
367
368
369
370
371
372
373
374
375
376
377
378
379
380
381
382
383
384
385
386
387
388
389
390
391
392
393
394
395
396
397
398
399
400
401
402
403
404
405
406
407
408
409
410
411
412
413
414
415
416
417
418
419
420
421
422
423
424
425
426
427
428
429
430
431
432
433
434
435
436
437
438
439
440
441
442
443
444
445
446
447
448
449
450
451
452
453
454
455
456
457
458
459
460
461
462
463
464
465
466
467
468
469
470
471
472
473
474
475
476
477
478
479
480
481
482
483
484
485
486
487
488
489
490
491
492
493
494
495
496
497
498
499
500
501
502
503
504
505
506
507
508
509
510
511
512
513
514
515
516
517
518
519
520
521
522
523
524
525
526
527
528
529
530
531
532
533
534
535
536
537
538
539
540
541
542
543
544
545
546
547
548
549
550
551
552
553
554
555
556
557
558
559
560
561
562
563
564
565
566
567
568
569
570
571
572
573
574
575
576
577
578
579
580
581
582
583
584
585
586
587
588
589
590
591
592
593
594
595
596
597
598
599
600
601
602
603
604
605
606
607
608
609
610
611
612
613
614
615
616
617
618
619
620
621
622
623
624
625
626
627
628
629
630
631
632
633
634
635
636
637
638
639
640
641
642
643
644
645
646
647
648
649
650
651
652
653
654
655
656
657
658
659
660
661
662
663
664
665
666
667
668
669
670
671
672
673
674
675
676
677
678
679
680
681
682
683
684
685
686
687
688
689
690
691
692
693
694
695
696
697
698
699
700
701
702
703
704
705
706
707
708
709
710
711
712
713
714
715
716
717
718
719
720
721
722
723
724
725
726
727
728
729
730
731
732
733
734
735
736
737
738
739
740
741
742
743
744
745
746
747
748
749
750
751
752
753
754
755
756
757
758
759
760
761
762
763
764
765
766
767
768
769
770
771
772
773
774
775
776
777
778
779
780
781
782
783
784
785
786
787
788
789
790
791
792
793
794
795
796
797
798
799
800
801
802
803
804
805
806
807
808
809
810
811
812
813
814
815
816
817
818
819
820
821
822
823
824
825
826
827
828
829
830
831
832
833
834
835
836
837
838
839
840
84